

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-105055

(43)Date of publication of application : 27.04.1993

(51)Int.Cl.

B60T 8/58

(21)Application number : 03-266195

(71)Applicant : AISIN SEIKI CO LTD

(22)Date of filing : 15.10.1991

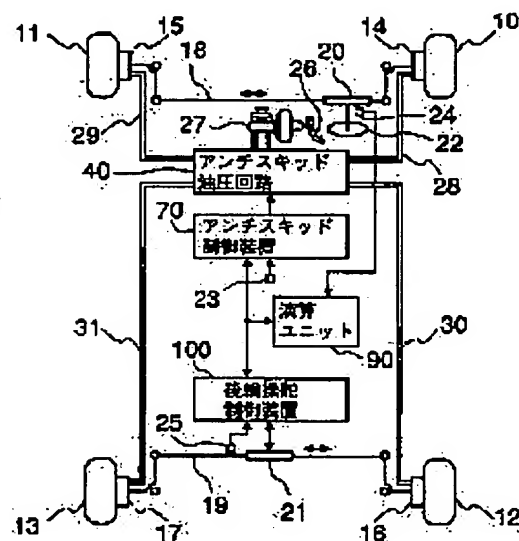
(72)Inventor : ASANO KENJI  
TOUTSU KENJI  
KAWAI HIROAKI

## (54) TRAVEL CONTROLLER AT BRAKING

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To control both symmetrical wheels so as to make them brakeable at the shortest distance independently even in a split road surface as well as to prevent any unwilling yaw moment in a vehicle from occurring too.

**CONSTITUTION:** A vehicle is provided with a target yaw rate operational means 90 calculating a target yaw rate for doing an optimum behavior in the vehicle, from a steering angle and a car speed, a real yaw rate measuring means measuring a real yaw rate of the vehicle, a yaw rate deviation operational means operating a deviation between the target yaw rate and the real yaw rate, two wheel steering gears 100, 21 regulating the steering angle of a wheel (a front wheel or rear wheel) so as to bring this yaw rate deviation into zero, and two antiskid devices 70, 40 regulating the braking force of each wheel of both symmetrical ones in an independent manner.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

[Claim(s)]

[Claim 1] A target yaw rate operation means to compute the target yaw rate for performing optimal behavior of a car from a steering angle and the car vehicle speed, A real yaw rate measurement means to measure the real yaw rate of a car, and a yaw rate deflection operation means to calculate the deflection of said target yaw rate and a real yaw rate, The transit control unit at the time of braking equipped with the wheel power steering system which adjusts the rudder angle of a wheel so that said yaw rate deflection may be made into zero, and the antiskid device which adjusts the damping force of a wheel to left right wheel independence.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention is applicable to the car which has a brake about the transit control device for securing steering stability while shortening the brake stopping distance of a car at the time of braking.

[0002]

[Description of the Prior Art] The antiskid device for adjusting the slip ratio of a wheel and conventionally, contracting a brake stopping distance is developed. The control mode corresponding to high [ of the at least 2 modes ] and low coefficient of friction is set up beforehand, and the reduced pressure time amount T1 is measured, when T1 is long, it is the mode applied to a low coefficient-of-friction road surface, and in order not to be based on coefficient of friction of a road surface but to shorten a brake stopping distance, when T1 is short, brake pressure is controlled by the antiskid device of presentation to JP,61-244649,A in the mode applied to a high coefficient-of-friction road surface.

[0003] Here, while the right-and-left wheel is running the road surface of low coefficient of friction (low [  $\mu$  ]), one wheel (for example, right wheel) serves as transit of a road surface high [  $\mu$  ], if the wheel (left wheel) of another side comes to run a road surface low [  $\mu$  ] as it is, a right wheel brake will be \*\*\*\*ing, the damping force of a right wheel will become strong, the travelling direction of a car will deviate to the right sense, and the steering nature of a car will be spoiled. It detects that coefficient of friction of the road surface a wheel on either side runs differs since it corresponds to this, and recognizes that it is a split road surface, while running the split road surface, the damping force of the wheel by the side of high [  $\mu$  ] is dropped, the technique of suppressing the yaw moment occurring on a car is developed, and it is indicated by JP,1-249558,A.

[0004] Furthermore, when suppressing generating of the yaw moment as mentioned above, in order to drop the damping force of the wheel of one side, a brake stopping distance will be extended. Then, it is short in a brake stopping distance, and it is required that generating of the yaw moment should be suppressed. In running a split road surface during braking, according to the lock inclination of the wheel by the side of high [  $\mu$  ], the technique which usually switches control and the control based on the vehicle speed, and controls the wheel by the side of a high  $\mu$  road surface is indicated by JP,02-254051,A, and it maintains reservation of steering nature, and the balance of compaction of a brake stopping distance to it.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, in a Prior art, a brake stopping distance will be extended compared with the case where it brakes in the road surface in which the damping force by the side of a high  $\mu$  road surface is reduced, and \*\* and both wheels have coefficient of friction of homogeneity in a split road surface anyway if it is \*\*\*\*.

[0006] Then, in this invention, while controlling to be able to brake right-and-left both wheels by the minimum distance independently also in a split road surface, let it be a technical problem to also control generating of the unwilling yaw moment of a car.

[0007]

[Means for Solving the Problem] The means used in this invention in order to solve the above-mentioned technical problem A target yaw rate operation means to compute the target yaw rate for performing optimal behavior of a car from a steering angle and the car vehicle speed, A real yaw rate measurement means to measure the real yaw rate of a car, and a yaw rate deflection operation means to calculate the deflection of said target yaw rate and a real yaw rate, It is having equipped the car with the wheel power steering system which adjusts the rudder angle of a wheel so that said yaw rate deflection's may be made into zero, and the

antiskid device which adjusts the damping force of a wheel to left right wheel independence.

[0008]

[Function] According to the above-mentioned means, even if coefficient of friction of a road surface differs by the left right wheel during braking, damping force for shortening a brake stopping distance, respectively is adjusted to each ring independence. Here, when coefficient of friction of the road surface of a left right wheel differs, it is going to deflect a car. For this reason, the yaw moment occurs on a car. A real yaw rate measurement means measures the actual yaw rate of the car generated with this yaw moment. On the other hand, with the target yaw rate operation means, the yaw rate for performing optimal behavior of a car is calculated, and this is made into the target yaw rate. In a wheel power steering system, the steering include angle of a wheel is adjusted so that deflection of this target yaw rate and a real yaw rate may be made into zero. For this reason, steering of a car comes to perform optimal behavior. Therefore, while being able to steer the car set by steering of an operator, a brake stopping distance also becomes the shortest.

[0009]

[Example] Hereafter, the example of this invention is explained, referring to a drawing.

[0010] Drawing 1 shows the block diagram of the 1st example of this invention. The brake gear which has wheel cylinders 14-17, respectively is attached in the front-right wheel 10, the front-left wheel 11, the rear-right wheel 12, and the rear-left wheel 13. A wheel is braked by supplying oil pressure to each wheel cylinders 14-17. The hydraulic circuit 40 is connected to wheel cylinders 14-17 through piping 28-31. A hydraulic circuit 40 adjusts the amount of oil pressure with the directions from antiskid-control equipment 70 at the same time it supplies the oil pressure generated in a master cylinder 27 according to the amount of treading in of a brake pedal 26 to a wheel cylinder. A hydraulic circuit 40 and antiskid-control equipment 70 constitute the antiskid device.

[0011] The front-wheel steering rod 18 is connected to an above-mentioned front-right wheel 10 and an above-mentioned front-left wheel 11, and a front wheel is steered according to migration of the longitudinal direction of the front-wheel steering rod 18. The front-wheel steering rod 18 is connected to the front-wheel power steering system 20. The front-wheel power steering system 20 moves the front-wheel steering rod 18 to a longitudinal direction according to the revolution of a steering 22. Therefore, the include angle of a front wheel can be changed and steered by rotating a steering 22. In addition, power steering may be added to the front-wheel power steering system 20.

[0012] The rear wheel steering rod 19 is connected to an above-mentioned rear-right wheel 12 and an above-mentioned rear-left wheel 13, and a rear wheel is steered according to migration of the longitudinal direction of the rear wheel steering rod 19. The rear wheel steering rod 19 is connected to the rear wheel power steering system 21. The rear wheel power steering system 21 moves the rear wheel steering rod 19 to a longitudinal direction according to the directions from the rear wheel steering control unit 100. The rear wheel power steering system 21 and the rear wheel steering control unit 100 constitute the wheel power steering system.

[0013] The arithmetic unit 90 for processing information common to two or more control units carried in a car is formed in the car. Antiskid-control equipment 70 and the rear wheel steering control unit 100 exchange information for an arithmetic unit 90.

[0014] Two or more sensors are formed on the car. The yaw rate sensor 23 measures the real yaw rate  $\gamma$  produced on a car, and sends information to antiskid-control equipment 70. The front-wheel steering angle sensor 24 measures the angle of rotation of a steering 22, and is front-wheel steering  $\Delta\alpha$ . It carries out and information is sent to an arithmetic unit 90. The rear wheel steering angle sensor 25 measures the movement magnitude of the rear wheel steering rod 19, and is rear wheel steering  $\Delta\theta$ . It carries out and information is sent to the rear wheel steering control unit 100. Otherwise, various sensors are carried in the car.

[0015] Drawing 2 is control-block drawing of this example. Antiskid-control equipment 70 is formed in each ring other than the above-mentioned yaw rate sensor 23, and the brake switch 36 which detects the acceleration sensor 35 for measuring the acceleration of the longitudinal direction of the wheel speed sensor 34 for measuring the rotational speed of a wheel and a car and a cross direction and treading in of a brake pedal 26 is connected. Moreover, motor 43a and the solenoid valves 52-59 which are mentioned later are controlled. Antiskid-control equipment 70 calculates the maximum car body speed  $V_{S1}$  inside, and sends maximum car-body-speed  $V_{S1}$  information to an arithmetic unit 90. Moreover, the information on the measured amount  $\gamma$  of real yaw rates is sent to the rear wheel steering control unit 100. An arithmetic unit 90 is amount of target yaw rates  $\gamma^*$ . It calculates and is amount of target yaw rates  $\gamma^*$ . It sends to antiskid-control equipment 70 and the rear wheel steering control unit 100.

[0016] Next, the antiskid device which performs an antiskid control is explained. Drawing 3 shows the hydraulic circuit of an antiskid device. This hydraulic circuit is almost the same as that of the hydraulic circuit of a certain anti skid circuit than before. Two piping 32 and 33 is connected to the master cylinder 27. Piping 33 is connected to piping 28 through the solenoid valve 52 for a boost, and a check valve 44, it connects with the wheel cylinder 14 of a front-right wheel 10, and piping 28 is connected to the drain 51 through the solenoid valve 56 for reduced pressure. Moreover, piping 33 is connected to piping 31 through the solenoid valve 55 for a boost, and a check valve 47, it connects with the wheel cylinder 17 of a rear-left wheel 13, and piping 31 is connected to the drain 51 through the solenoid valve 59 for reduced pressure. Piping 32 is connected to piping 29 through the solenoid valve 52 for a boost, and a check valve 45, it connects with the wheel cylinder 15 of a front-left wheel 11, and piping 29 is connected to the drain 50 through the solenoid valve 57 for reduced pressure. Moreover, piping 32 is connected to piping 30 through the solenoid valve 54 for a boost, and a check valve 46, it connects with the wheel cylinder 16 of a rear-right wheel 12, and piping 30 is connected to the drain 50 through the solenoid valve 58 for reduced pressure. Each check valve returns oil pressure to piping 32 or 33, when the internal pressure of each wheel cylinder increases rather than piping 32 or the pressure of 33, and it serves to stop that a brake is effective too much. The solenoid valves 52, 53, 54, and 55 for a boost open a path for free passage in the usual condition, and change to the condition that energization closes a path.

[0017] Moreover, the solenoid valves 56, 57, 58, and 59 for reduced pressure close a path in the usual condition, and change to the condition that a path is opened for traffic by energization. Therefore, in the condition that each solenoid valve is not energizing, piping 32 and piping 29 and 30 are opened for free passage, and piping 33 and piping 28 and 31 are opened for free passage. If a brake pedal 26 is stepped on, a master cylinder 27 will raise the oil pressure in piping 32 and 33. This pressure build-up is transmitted to the wheel cylinder of each ring through a check valve, respectively, and brakes the revolution of each rings 10-13. Therefore, in the condition that each solenoid valve is not energizing, a brake pedal 26 steps on and damping force works according to condition.

[0018] The outgoing end of a pump 43 is connected to piping 32 and 33. Piping 32 or 33 is connected to a wheel cylinder in the condition of not energizing to each solenoid valve as mentioned above. Here, if motor 43a connected to the pump 43 is driven, the pressure in each wheel cylinder can be heightened through each piping. Even if it extracts the pressure in each wheel cylinder once in the condition of having stepped on the brake pedal 26 by making a pump 43 driving, the pressure in a wheel cylinder can be made to increase again. Here, if the solenoid valve 52 for a boost and the solenoid valve 56 for reduced pressure are driven, in the solenoid valve 52 for a boost, close and the solenoid valve 56 for reduced pressure will serve as open, and the oil in a wheel cylinder 14 will be discharged by the drain 51. Therefore, the pressure in the wheel cylinder 14 of a front-right wheel can be weakened by driving solenoid valves 52 and 56. Other rings are the same and the pressure in wheel SHIRINTA of a front-left wheel, a rear-right wheel, and a rear-left wheel can be weakened, respectively by driving each pair of solenoid valves 53 and 57, solenoid valves 54 and 58, and solenoid valves 55 and 59. As mentioned above, a pump and the energization to each solenoid valve can be controlled, and the damping force of each ring can be adjusted by adjusting the pressure in a wheel cylinder. Motor 43a which drives the above-mentioned pump 43, and each solenoid valve are driven with antiskid-control equipment 70. In addition, check valves 48 and 49 are connected with piping 32 and 33 among drains 50 and 51. These check valves 48 and 49 serve to return the oil pressure of a drain to piping 32 and 33, when the pressure of a drain increases.

[0019] Sensors 60-63 are arranged by each ring of each. This sensor sends the information which detected the condition of each ring and was detected to antiskid-control equipment 70. As shown in the block diagram of drawing 2, as mentioned above in the sensor with which each ring is equipped, in the example of this invention, it is the wheel speed sensor 34. The wheel speed sensor 34 is a sensor for detecting the rotational speed of each ring, and outputs the wheel speed signal SP of the shape of a pulse according to the rotational frequency of a wheel for every ring. Antiskid-control equipment 70 receives the signal from a sensor, and motor 43a and solenoid valves 52-59 are driven according to the control shown with the block diagram of drawing 4.

[0020] Antiskid-control equipment 70 is equipped with - acceleration and the presumed rate operation part 71, control initiation / termination decision section 72, the motor control section 73, the maximum car-body-speed operation part 74, the subtraction section 75, the addition section 76, the maximum decelerating operation part 77, the target slip ratio operation part 78, the slip ratio component operation part 79, G component operation part 80, the control mode setting-out section 81, and the solenoid-valve control section 82 whenever [ wheel speed ], as shown in drawing 4. By - acceleration and the presumed rate operation part

71, the rate of the rotational speed, the acceleration, and the car body of the wheel in each ring is calculated whenever [ wheel speed ]. In control initiation / termination decision section 72, it judges whether it reaches [ whether an antiskid control is carried out and ] and ends. In the motor control section 73, control which rotates a motor according to operation of an antiskid control, and generates oil pressure is performed. In the maximum car-body-speed operation part 74, the maximum car body speed VS 1 is calculated. The maximum deceleration G is calculated in the maximum decelerating operation part 77. The target slip ratio of a wheel is calculated in the target slip ratio operation part 78. In the slip ratio component operation part 79 and G component operation part 80, the slip ratio component and acceleration component for setting out of the control mode are calculated. In the control mode setting-out section 81, the control mode of each ring is searched for from a slip ratio component and an acceleration component. The solenoid valve of each ring is operated according to the acquired control mode, a boost and reduced pressure of a wheel cylinder are controlled by the solenoid-valve control section 82, and the slip condition of a wheel is adjusted. In addition, each above-mentioned control section controls independently except for the maximum car-body-speed operation part 74, the maximum decelerating operation part 77, control initiation / termination decision section 72, and the motor control section 73 about each of a front-right wheel, a front-left wheel, a rear-right wheel, and a rear-left wheel.

[0021] Detail of each control section is given below.

[0022] By - acceleration and the presumed rate operation part 71, VS0 is calculated [ whenever / wheel speed / whenever / wheel acceleration / of each ring / DVW, and wheel speed / of each ring ] whenever [ VW and presumed car-body-speed / of each ring ] from the wheel speed signal SP from the wheel speed sensor 34 of each ring. The wheel acceleration DVW is the roll acceleration of a wheel.

[0023] VW is the rotational speed of a wheel whenever [ wheel speed ]. VS0 is the rate of the car body in the location in which the wheel was attached whenever [ presumed car-body-speed ]. Whenever [ wheel speed ], VW measures the period of the pulse-like wheel speed signal SP, and asks for it from the path of a period and a wheel. The wheel acceleration DVW differentiates and calculates VW whenever [ wheel speed ]. VS0 is calculated [ whenever / wheel speed ] in consideration of the turning condition of a car etc. from VW whenever [ presumed car-body-speed ].

[0024] In control initiation / termination decision section 72, VS0 and the control mode of each ring mentioned later are received whenever [ brake-output BK / of the brake switch 36 /, and presumed car-body-speed ], and control initiation and termination are judged. Whenever [ ON and presumed car-body-speed ], VS0 judges control initiation, when a brake switch is less than a predetermined value. Moreover, when each ring ends boost mode, it is judged as control termination.

[0025] In the motor control section 56, a signal is received from control initiation / termination decision section 72, motor 43a is rotated with decision of control initiation, and motor 43a is stopped with decision of control termination.

[0026] In the maximum car-body-speed operation part 74, maximum is set up as the maximum car body speed VS 1 among VS0 whenever [ presumed car-body-speed / of each ring ]. The obtained maximum car body speed VS 1 is sent out to the rear wheel steering control unit 100.

[0027] Amount of target yaw rates  $\gamma^*$  obtained from the arithmetic unit 90 in the subtraction section 75 It asks for yaw rate deflection  $\Delta\gamma$  which is deflection with the amount  $\gamma$  of real yaw rates measured by the yaw rate sensor 23. In the addition section 76, the absolute value of the above-mentioned maximum car body speed VS 1 and called-for yaw rate deflection  $\Delta\gamma$  are integrated, and value  $|\Delta\gamma|$  and VS1 are obtained.

[0028] In the maximum decelerating operation part 77, the maximum deceleration G is searched for by several 1 formula in response to the acceleration GX of a cross direction, and the acceleration GY of a longitudinal direction.

[0029]

[Equation 1]

$$G = (GX^2 + GY^2)^{1/2}$$

[0030] The target slip ratio operation part 78 receives value  $|\Delta\gamma|$  and VS1, and the maximum deceleration G, and calculates target slip ratio. Drawing 5 shows the detail of the target slip ratio operation part 78.

[0031] It is given to the deltaG operation part 83 and the acceleration G called for by the maximum decelerating operation part 77 is acceleration value Gt-1 [ last ]. Increment deltaG of acceleration is obtained by subtracting.

[0032] In the deltaS operation part 84, it asks for slip ratio increment deltaS based on the graph shown in drawing 7 from increment deltaG of this acceleration. Target slip ratio S0t-1 calculated this slip ratio increment deltaS and last time This target slip ratio S01 by adding is obtained.

[0033] In the slip ratio limit section 86, based on the graph shown in drawing 8, Gain alpha is searched for from value |deltagamma| and VS1, Gain alpha is imposed on the target slip ratio S01, and the target slip ratio S0 is obtained. The target slip ratio S0 decreases as the maximum car body speed VS 1 increases, and as the absolute value of yaw rate deflection deltagamma increases. Therefore, when steering of an operator and the turning condition of a actual car are in agreement, control to which the above-mentioned slip ratio serves as max is performed and steering of an operator and turning of a actual car have shifted, in order to make a cornering force effective, he lowers target slip ratio and is trying to control.

[0034] In the above-mentioned processing, since deltaG becomes a forward value and deltaS also becomes a forward value when deceleration increases with time amount, target slip ratio increases. For this reason, the amount of slips of a wheel increases and the deceleration of a car is suppressed. Moreover, since deltaG becomes a negative value and deltaS also becomes a negative value when deceleration decreases with time amount, target slip ratio decreases. For this reason, the amount of slips of a wheel decreases and the deceleration of a car increases.

[0035] Therefore, if the above-mentioned processing is continued, deceleration will serve as the maximal value. Since it turns out that it has the maximal value of one point so that the relation between deceleration and slip ratio may be shown in continuous lines A and B in drawing 6, the above-mentioned maximal value turns into decelerating maximum. That is, the above-mentioned processing will be processing which makes slip ratio from which deceleration serves as max target slip ratio, if the slip ratio limit section 86 is removed. In the usual road surface, slip ratio serves as [ mu ] max in about 10 - 20% like a continuous line A. mu and deceleration are in proportionality. Therefore, if it controls so that slip ratio becomes 10 - 20%, on the usual road surface, the brake stopping distance when applying brakes will serve as the shortest. However, there is a road surface condition that a brake stopping distance becomes [ the way which made the wheel lock ] short like a gravel road. In this case, as slip ratio and the relation of mu are shown in a continuous line B, slip ratio serves as [ mu ] max at 100%. It controls by the above-mentioned control so that deceleration becomes max also in such a road surface. If this control is performed, since deceleration will serve as max also in the road surface which has which mu, the shortest brake stopping distance can be acquired irrespective of mu of a road surface.

[0036] In the above-mentioned processing, it was controlling so that the acceleration measured by the acceleration sensor served as max. However, you may replace with and use for the acceleration measured by the acceleration sensor by making into an acceleration value the value which differentiated VS0 whenever [ each ring car-body-speed ]. Moreover, mu between a road surface and a wheel can be found from acceleration G and Load F. Therefore, it asks for mu of each ring from a load and acceleration, and the same result is obtained, even if it controls so that this mu for which it asked becomes max. When a load changes for every ring, it is good to perform control which took the load into consideration.

[0037] It returns to drawing 4 and explanation is continued. The obtained target slip ratio is sent to the slip ratio component operation part 79. In this slip ratio component operation part 79, the slip ratio component DINDXS calculates based on several 2 formulas.

[0038]

[Equation 2]

$$D I N D X S = S 0 - ( V S 0 - V W - I V W ) / V S 0$$

[0039] IVW is the integral value of VW whenever [ wheel speed ] here. (VS0-VW) / VS0 is real slip ratio among this formula. The slip ratio component DINDXS is sent to the control mode setting-out section 81. The slip ratio component DINDXS hangs correction on the value which subtracted real slip ratio from the target slip ratio S0 fundamentally, and shows slip ratio deflection.

[0040] In G component operation part 80, the predetermined value G0 is subtracted from the wheel acceleration DVW, and the G component DXNDXG is obtained. The G component DINDXG is sent to the control mode setting-out section 81.

[0041] The control mode setting-out section 81 receives the above-mentioned slip ratio component DINDXS and the G component DINDXG, and sets up the control mode. The three modes, the increase of a pulse, the decrease of a pulse, and rapid decrease, are prepared for the control mode. It \*\*\*\*s a wheel cylinder, when the solenoid valves 52-55 for a boost are made open, as mentioned above, and if damping force makes open increase and the solenoid valves 56-59 for reduced pressure, a wheel cylinder will be



decompressed and damping force will decrease. In pulse boost mode, boost adjustment of the solenoid valve for reduced pressure is carried out by carrying out duty control of closing and the solenoid valve for a boost. It controls by adjusting the boost time amount which is the time amount which makes open a period and the solenoid valve for a boost to the side to which damping force is made to increase. In pulse reduced pressure mode, reduced pressure adjustment of the solenoid valve for a boost is carried out by carrying out duty control of closing and the solenoid valve for reduced pressure. It controls by adjusting the reduced pressure time amount which is the time amount which makes open a period and the solenoid valve for reduced pressure to the side to which damping force is reduced. In rapid decrease mode, sudden reduced pressure of the wheel-cylinder internal pressure is carried out by making open closing and the solenoid valve for reduced pressure for the solenoid valve for a boost. In the control mode setting-out section 81, if it is in boost mode and is in reduced pressure mode about boost time amount and a period, reduced pressure time amount and a period will be set up according to the map which was able to be defined beforehand, at the same time it sets up these control modes. Setting out in each mode is performed according to the map shown in drawing 9. On this map, it is set up so that it changes in order of the increase of a pulse, the decrease of a pulse, and rapid decrease as slip ratio becomes large fundamentally, and it may change in order of the increase of a pulse, the decrease of a pulse, and rapid decrease as acceleration becomes small. That is, when G component is zero, it shifts to the decrease of a pulse, and rapid decrease as the slip ratio deflection of target slip ratio and real slip ratio becomes some increase of a pulse in zero and slip ratio deflection becomes large. If Slowdown G starts greatly in this condition and Slowdown G will become small in the direction of the increase of a pulse, the map is constructed so that it may amend in the direction of the decrease of a pulse. Therefore, damping force is adjusted in the direction whose real slip ratio corresponds with target slip ratio, consequently real slip ratio is in agreement with target slip ratio. Since this adjustment is finely tuned according to acceleration, it is promptly controllable. According to the same map, it is set up also about boost time amount, reduced pressure time amount, and a period.

[0042] According to the mode set up in the control mode setting-out section 81, boost time amount, reduced pressure time amount, and a period, solenoid valves 52-59 are controlled by the solenoid-valve control section 82. In the pulse increase mode, only closing and boost time amount make the solenoid valve for a boost open for the solenoid valve for reduced pressure, and only the time amount of the remaining period makes the solenoid valve for a boost close, and repeats closing motion of the solenoid valve for a boost hereafter. In the decrease mode of a pulse, only closing and reduced pressure time amount make the solenoid valve for reduced pressure open for the solenoid valve for a boost, and only the time amount of the remaining period makes the solenoid valve for reduced pressure close, and repeats closing motion of the solenoid valve for reduced pressure hereafter. Let closing and the solenoid valve for reduced pressure be open for the solenoid valve for a boost in rapid decrease mode.

[0043] Amount of target yaw rates  $\gamma^*$  used in above-mentioned antiskid-control equipment 70 It calculates in an arithmetic unit 90. An arithmetic unit 90 receives the maximum car body speed VS 1 from antiskid-control equipment 70, and receives front-wheel steering angle  $\delta_{af}$  from the front-wheel steering angle sensor 24. Next, in the target yaw rate operation part 91, it responds to several 3 formulas from the maximum car body speed VS 1 and steering angle  $\delta_{af}$ , and is target yaw rate  $\gamma^*$ . It obtains.

[0044]

[Equation 3]

$$\gamma^* = (G_A \times \delta f) / (1 + \tau S) \times VS 1 / (1 + K_h \times VS 1^2)$$

[0045] Obtained target yaw rate  $\gamma^*$  It is sent out not only to antiskid-control equipment 70 but to the rear wheel steering control unit 100. The detail of the rear wheel steering control unit 100 is shown in drawing 12 R> 2. The subtraction section 101 is target yaw rate  $\gamma^*$ . The real yaw rate  $\gamma$  received from antiskid-control equipment 70 is subtracted, and yaw rate deflection  $\delta\gamma$  is obtained. Next, a limiter 102 gives a neutral zone to this yaw rate deflection  $\delta\gamma$ . And by the subtraction section 103, rear wheel steering angle value  $\delta_{ar}$  is subtracted from yaw rate deflection, a controlled variable is obtained, and the motor 111 indicated to drawing 11 by the motor control section 104 according to this controlled variable is driven.

[0046] Drawing 11 shows the rear wheel power steering system 21. A motor 111 rotates a pinion 112 among drawing. The pinion 112 has geared with the rack 113. Therefore, a rack 113 can be moved to a longitudinal direction by rotating a pinion 112. The rack 113 is being fixed to the rear wheel steering rod 19. Rear wheels 12 and 13 are steered by horizontal migration of the rear wheel steering rod 19.

[0047] In the above-mentioned example, rear wheels 12 and 13 are steered so that a real yaw rate may be in



agreement with a target yaw rate with the rear wheel power steering system 21 and the rear wheel steering control unit 100. It sets to an arithmetic unit 90 and a target yaw rate is Gain GA to front-wheel steering angle  $\delta_{f1}$ . It hung, and amendment by the maximum car body speed VS 1 has been added and obtained. Therefore, if a car tends to rotate so that it may differ from the steering direction of the car which the operator meant while a car runs, a rear wheel will be steered so that the revolution may be negated. For this reason, in order to adjust this yaw by the rear wheel power steering system side even if the yaw moment which is not expected on a car occurs when an antiskid device carries out braking control of each ring independently, it is not necessary to correspond by the anti skid side.

[0048] Usually, when coefficient of friction of a road surface is uniform with right-and-left both wheels and a front wheel is steered like drawing 13 (A), a yaw occurs like the arrow head of a continuous line. However, if it runs a split way where the right-hand side of a car serves as low  $[\mu]$ , and left-hand side serves as high  $[\mu]$  as shown in drawing (B), since the brake stopping distance of a right-hand side wheel becomes long to a left-hand side wheel when braking is applied to homogeneity, a yaw will increase four flowers like the continuous-line arrow head of drawing (B). In the \*\*\*\* 1 example, in order to suppress generating of this unexpected yaw, a rear wheel is steered and it amends in the direction where an operator wishes a yaw like the continuous-line arrow head of drawing 13 (C). Thereby, antiskid-control equipment is controllable so that a brake stopping distance also serves as each ring to the shortest, respectively.

[0049] In addition, in the \*\*\*\* 1 example, in the slip ratio limit section 86 of drawing 5, although slip ratio is restricted according to yaw rate deflection and the maximum car body speed, this is prepared as a reserve when a yaw to the extent that the above-mentioned operation is not effective enough occurs. The limitation of the force which a tire generates has a limitation in the lateral force generated even if the engine performance of a rear wheel power steering system is high since the vector sum of lateral force and the order force will be restricted by  $\mu \cdot F_z$ , if a load is set to  $F_z$ , and during braking, since it becomes small, if there is the limitation with the need, it needs to weaken damping force and needs to generate lateral force.

[0050] Next, the 2nd example of this invention is explained with reference to drawing 14. In the 2nd example, the front-wheel steering control unit 140 and the front-wheel power steering system 120 are used instead of the rear wheel steering control unit 100 of the 1st example, and the rear wheel power steering system 21. The front-wheel power steering system 120 and the front-wheel steering control unit 140 constitute the wheel power steering system. The configuration of an arithmetic unit 90, antiskid-control equipment 70, and anti skid hydraulic-circuit 40 grade is the same as the 1st example, and is describing the same sign at the same member. In addition, in the 2nd example, although the arithmetic unit 90 had received direct front-wheel steering angle  $\delta_{f1}$  from the front-wheel steering angle sensor 24 in the 1st example, as shown in drawing 15, it has been obtained through the front-wheel steering control unit 140.

[0051] The configuration of the front-wheel power steering system 120 of the 2nd example is shown in drawing 16. The pinion 123 is being fixed at the head of the shaft of a steering 22. This pinion 123 has geared with the rack 124. A rack 24 has the extension section 122 and the fluid cylinder 125 is being fixed to this extension section 122. The steering rod 18 of front wheels 10 and 11 is opening the inside of this fluid cylinder 125 for free passage. The fluid cylinder 125 receives oil pressure from the oil pressure control section 121. The front-wheel control unit 140 controls the oil pressure control section 121, and adjusts the oil pressure given to the fluid cylinder 125.

[0052] The detail of the oil pressure control section 121 is shown in drawing 17. The piston 130 is being fixed to the front-wheel steering rod 18, it reached 1st room 131 and the 2nd room of the space in the fluid cylinder 125 is classified into 132. In 131 and 2nd room 132, the springs 133 and 134 which energize a piston 130 in the direction of a center, respectively are formed the 1st room. A solenoid valve 129 is driven with the front-wheel steering control unit 140, and switches [ room / 1st / 133, pump 126, and ] whether the 2nd room of a drain 128 is connected with 132, or 134, a pump 126, and whether the 1st room of a drain 128 being connected with 131 and all prevent the 2nd room of a free passage. Thereby, the 1st room of the 2nd room of the pressure differential inside 132 is changed with 131, and a piston 130 is moved to a longitudinal direction. In addition, 127 is an accumulator and accumulates the pressure generated pump 126.

[0053] In the above-mentioned configuration, when a piston is in a center valve position, if a steering 22 is rotated, a rack 124 will move to a longitudinal direction, along with this, the front-wheel steering rod 18 moves to a longitudinal direction, and a front wheel is steered. here -- the fluid cylinder 125 -- if the 1st room of a pressure differential is given between 131 and 2nd room 132, the front-wheel steering rod 18 will move to a longitudinal direction further to migration of a rack 124. Therefore, a front wheel can be rotated further or returned by driving a solenoid valve 129 to steering actuation of an operator.

[0054] The front-wheel steering control unit 140 has the subtraction section 141, a limiter 142, the

subtraction section 143, and the solenoid-valve control section 144, as shown in drawing 18. The subtraction section 141 is target yaw rate  $\gamma^*$ . The real yaw rate  $\gamma$  received from antiskid-control equipment 70 is subtracted, and yaw rate deflection  $\Delta\gamma$  is obtained. Next, a limiter 142 gives a neutral zone to this yaw rate deflection  $\Delta\gamma$ . And by the subtraction section 143, front-wheel steering angle value  $\delta_f$  is subtracted from yaw rate deflection, a controlled variable is obtained, and the solenoid valve 129 indicated to drawing 1717 by the solenoid-valve control section 144 according to this controlled variable is driven. Therefore, the steering angle of a front wheel is target yaw rate  $\gamma^*$ . It is amended to steering with a steering so that it may be obtained.

[0055] In the above-mentioned example, front wheels 10 and 11 are steered so that a real yaw rate may be in agreement with a target yaw rate with the front-wheel power steering system 120 and the front-wheel steering control unit 140. It sets to an arithmetic unit 90 and a target yaw rate is Gain GA to front-wheel steering angle  $\delta_f$ . It hung, and amendment by the maximum car body speed VS 1 has been added and obtained. Therefore, if a car tends to rotate so that it may differ from the steering direction of the car which the operator meant while a car runs, a front wheel will be steered so that the revolution may be negated. For this reason, in order to adjust this yaw by the front-wheel power steering system side even if the yaw moment which is not expected on a car occurs when an antiskid device carries out braking control of each ring independently, it is not necessary to correspond by the anti skid side.

[0056] Usually, when coefficient of friction of a road surface is uniform with right-and-left both wheels and a front wheel is steered like drawing 19 (A), a yaw occurs like the arrow head of a continuous line. However, if it runs a split way where the right-hand side of a car serves as low  $[\mu]$ , and left-hand side serves as high  $[\mu]$  as shown in drawing (B), since the brake stopping distance of a right-hand side wheel becomes long to a left-hand side wheel when braking is applied to homogeneity, a yaw will increase four flowers like the continuous-line arrow head of drawing (B). In the \*\*\*\* 2 example, in order to suppress generating of this unexpected yaw, the amounts of control of a front wheel are amended and it amends in the direction where an operator wishes a yaw like the continuous-line arrow head of drawing 13 (C). Thereby, antiskid-control equipment is controllable so that a brake stopping distance also serves as each ring to the shortest, respectively.

[0057] Although the block diagram expressed the configuration of an electronic control in the 1st and 2nd above-mentioned examples, any are sufficient as whether software constitutes using a microcomputer, or it constitutes from hardware combining a circuit element.

[0058] In the 1st and 2nd examples of the above, although the arithmetic unit 90 was formed independently of a front-wheel steering control device, a rear wheel steering control device, and antiskid-control equipment, you may build in each control device.

[0059] although target slip ratio searched for  $\mu$  and deceleration in the antiskid control as it became max in order to set in the above-mentioned example and to shorten more the brake stopping distance at the time of braking, it is good as for the ability to set it as the predetermined value which was able to give target slip ratio beforehand in operation of this invention.

[0060] In the 1st example of the above, the rudder angle of a wheel was adjusted so that yaw rate deflection might be made into zero by rear wheel steering, and in the 2nd example, the rudder angle of a wheel was adjusted so that yaw rate deflection might be made into zero by front-wheel steering. Furthermore, a front-wheel power steering system and a rear wheel power steering system are carried in a car, and you may make it adjust a front wheel and a rear wheel simultaneously.

[0061] Moreover, although the rudder angle of a wheel is adjusted in the above so that a front-wheel steering control unit and a rear wheel steering control unit may make yaw rate deflection zero When the information on antiskid-control equipment being working is received from antiskid-control equipment, control which makes the above-mentioned yaw rate deflection zero is performed when antiskid-control equipment is working, and antiskid-control equipment is un-operating, For example, it may be made to perform other control, such as adjusting a rear wheel to the steering include angle according to the vehicle speed and a steering steering include angle which are indicated by JP,60-124572,A.

[0062] Moreover, although steering of a rear wheel was performed using the motor in the 1st example of the above, an oil pressure control may be performed, for example so that it may be indicated by JP,2-31979,A. Similarly, although the hydraulic circuit was used for steering amendment of a front wheel in the 2nd example of the above, modification of many, such as using a motor or, forming a steering and a front-wheel rudder angle by BAIWAIYA for example, so that it may be indicated by JP,2-70561,A, is possible.

[0063]

[Effect of the Invention] According to this invention, while being able to steer the car set by steering of an

operator, a brake stopping distance also becomes the shortest. Therefore, in order to avoid risk at the time of sudden braking, even if it turns a steering, a car follows well in steering and a brake stopping distance does not become long, either.

---

[Translation done.]

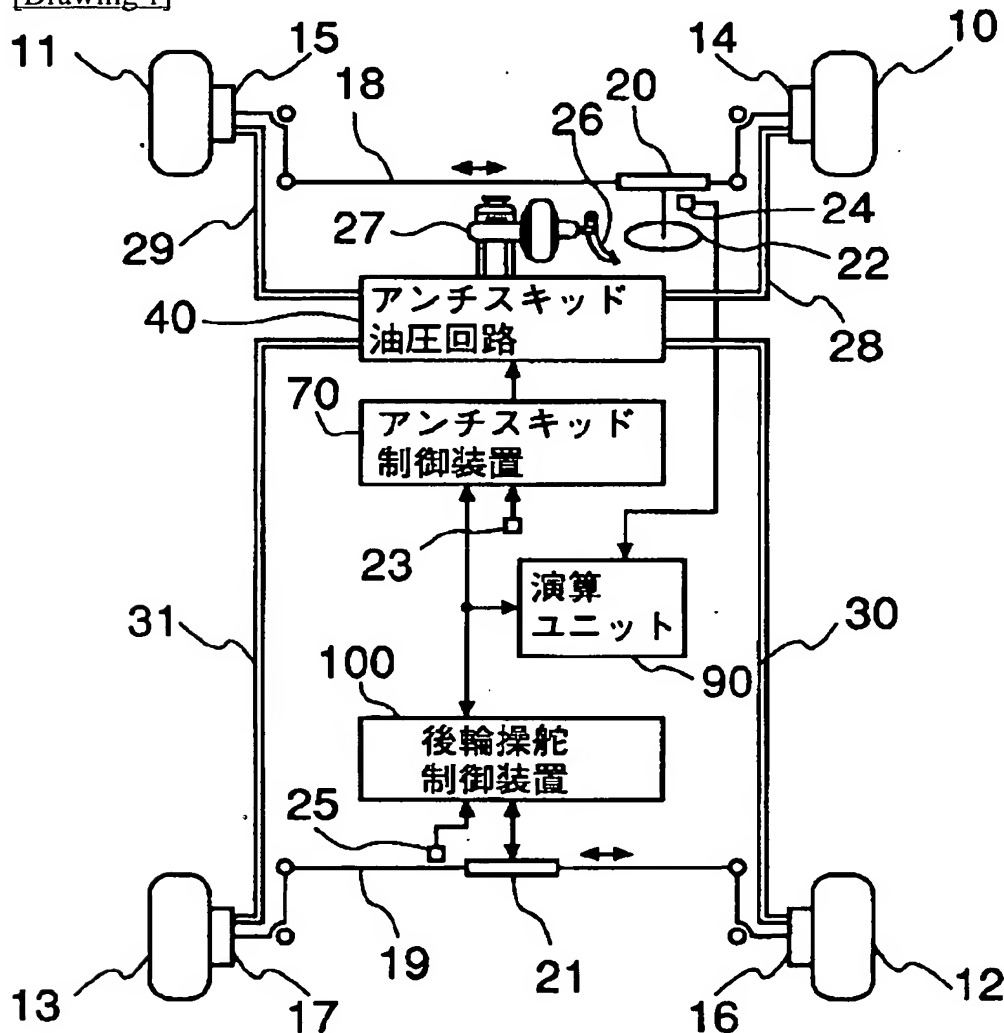
## \* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

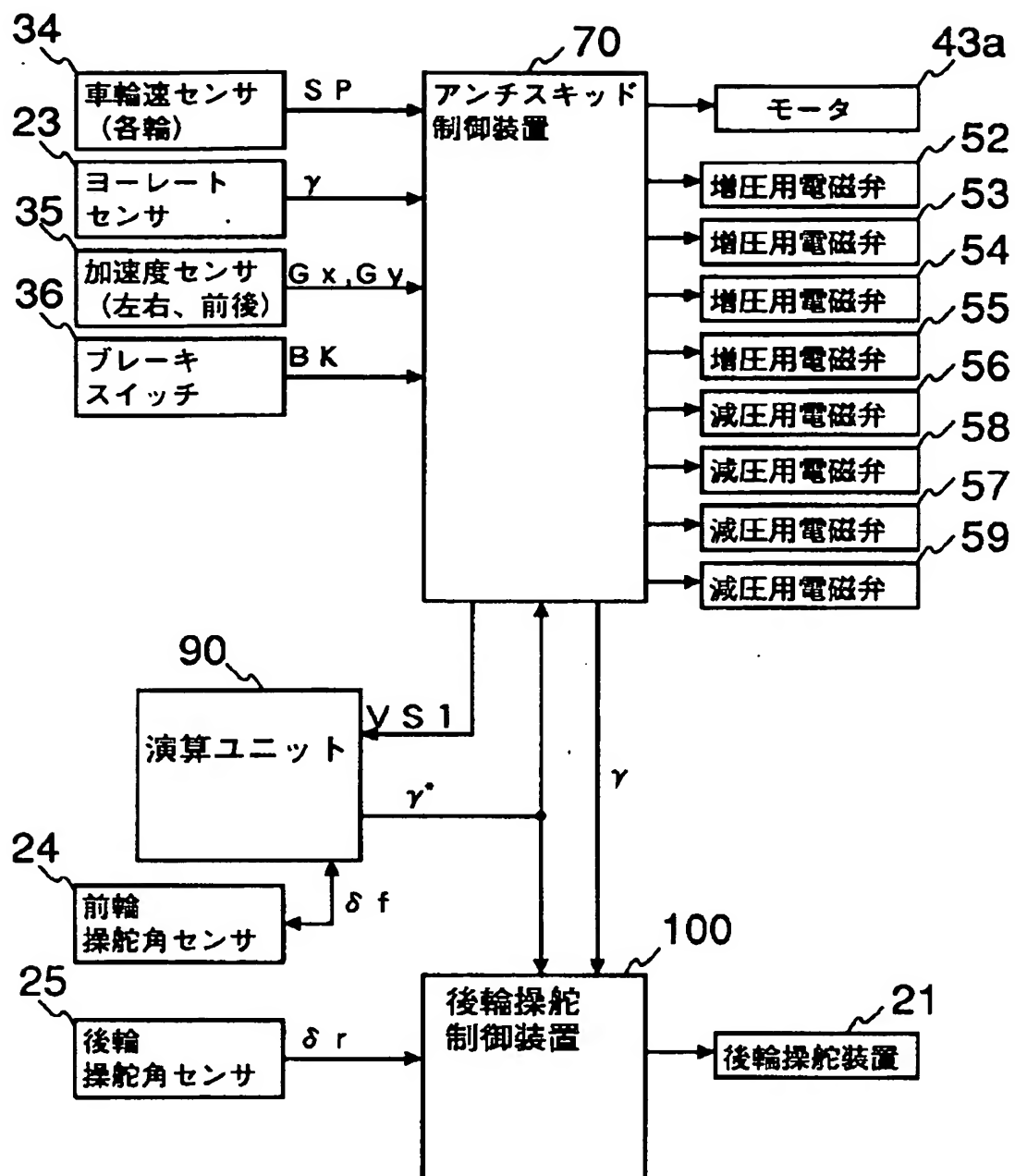
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DRAWINGS

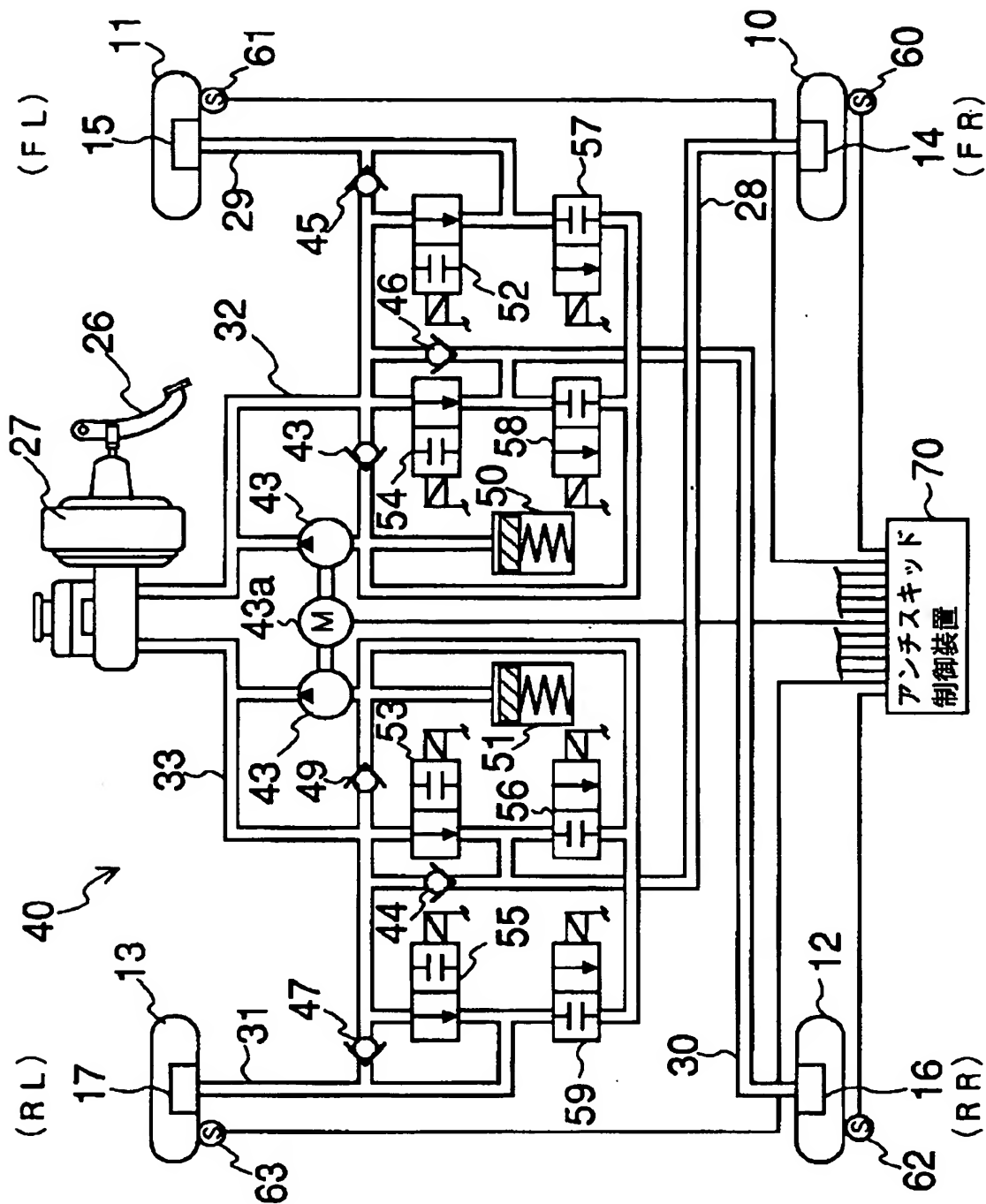
[Drawing 1]



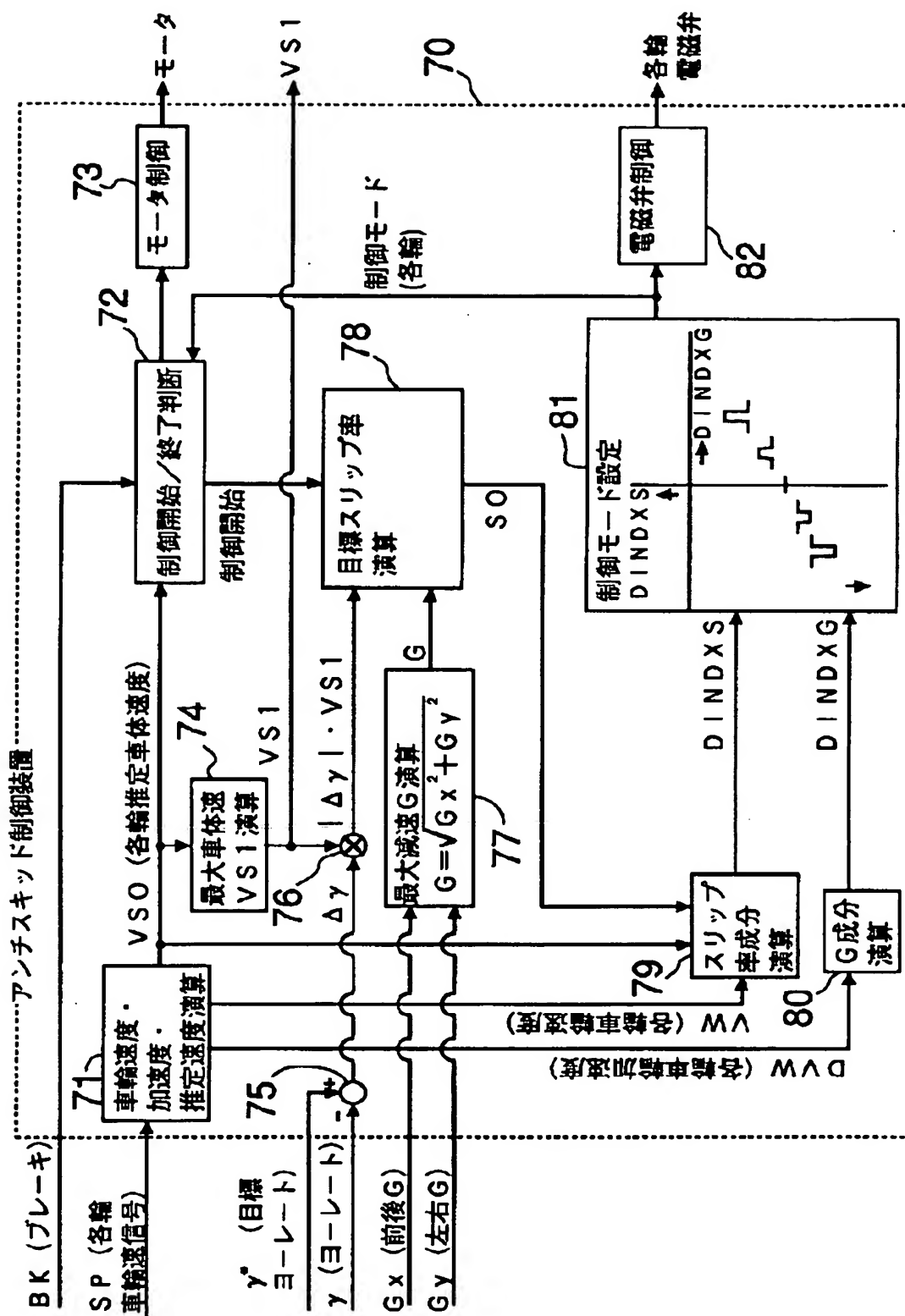
[Drawing 2]



[Drawing 3]

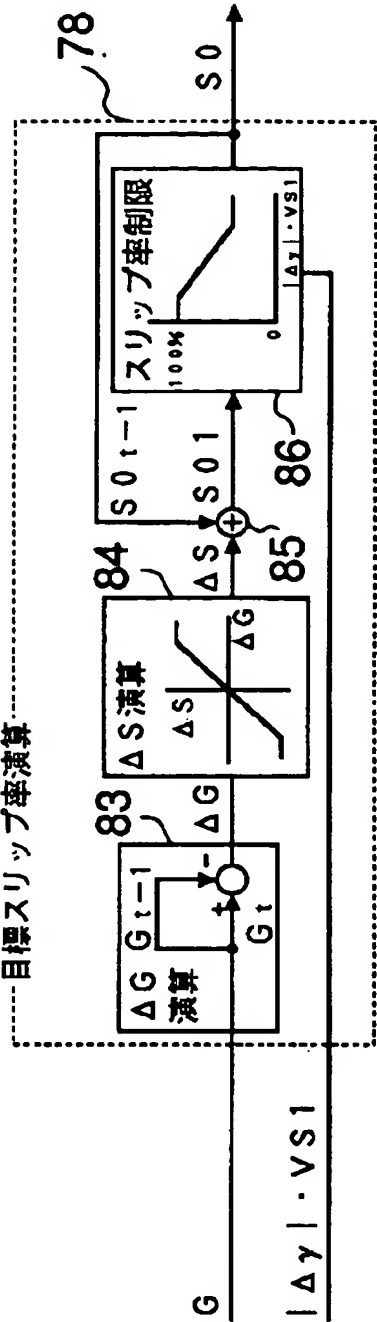


[Drawing 4]

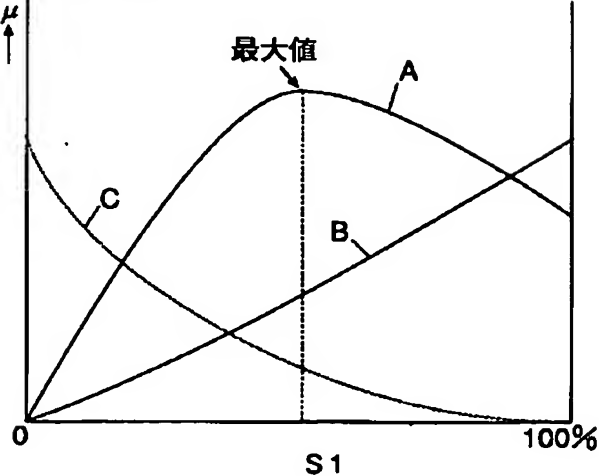


[Drawing 5]

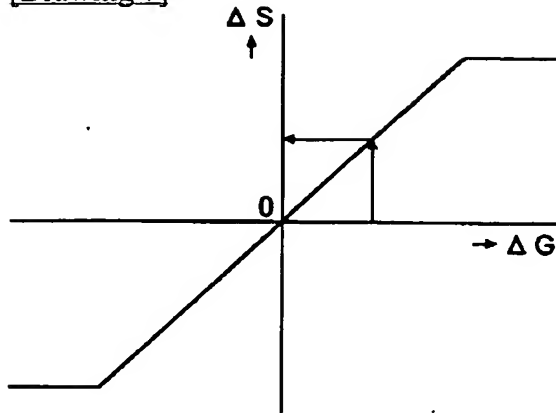




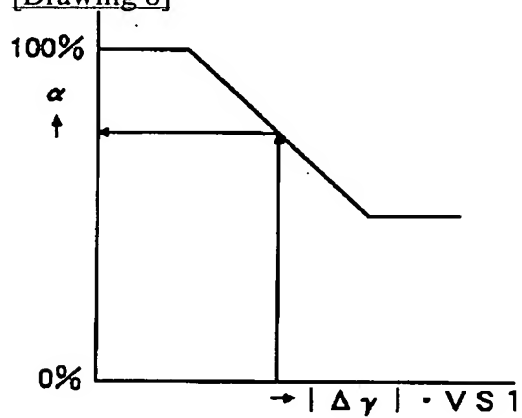
[Drawing 6]



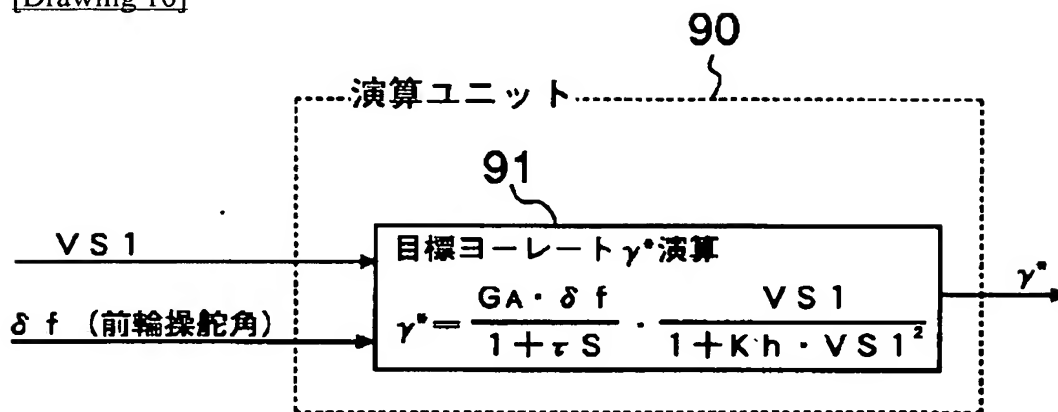
[Drawing 7]



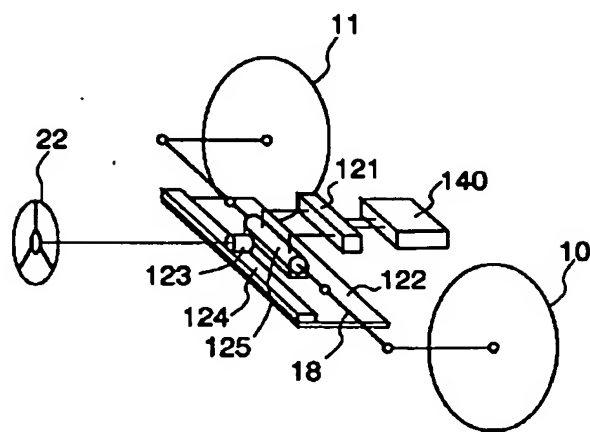
[Drawing 8]



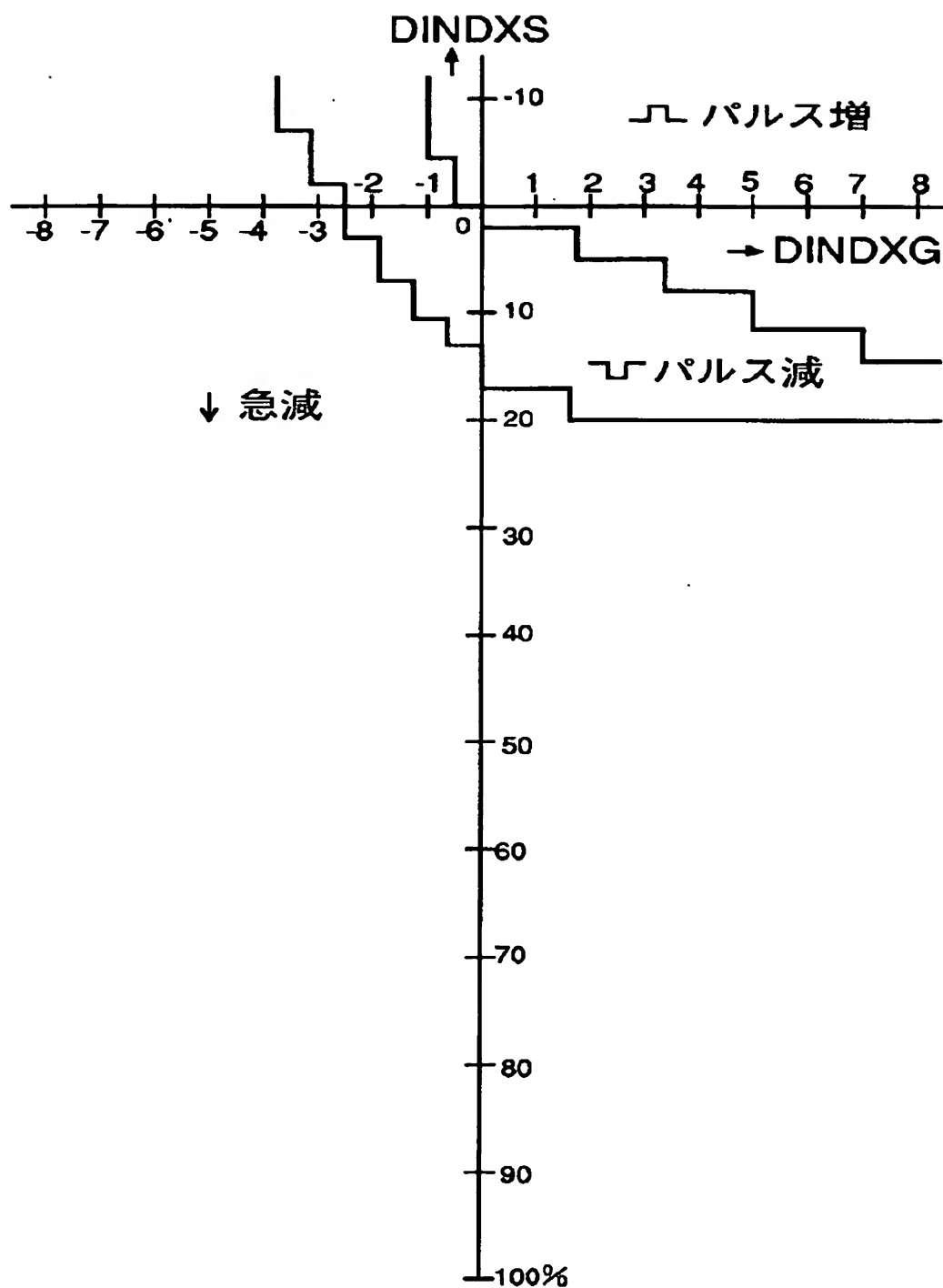
[Drawing 10]



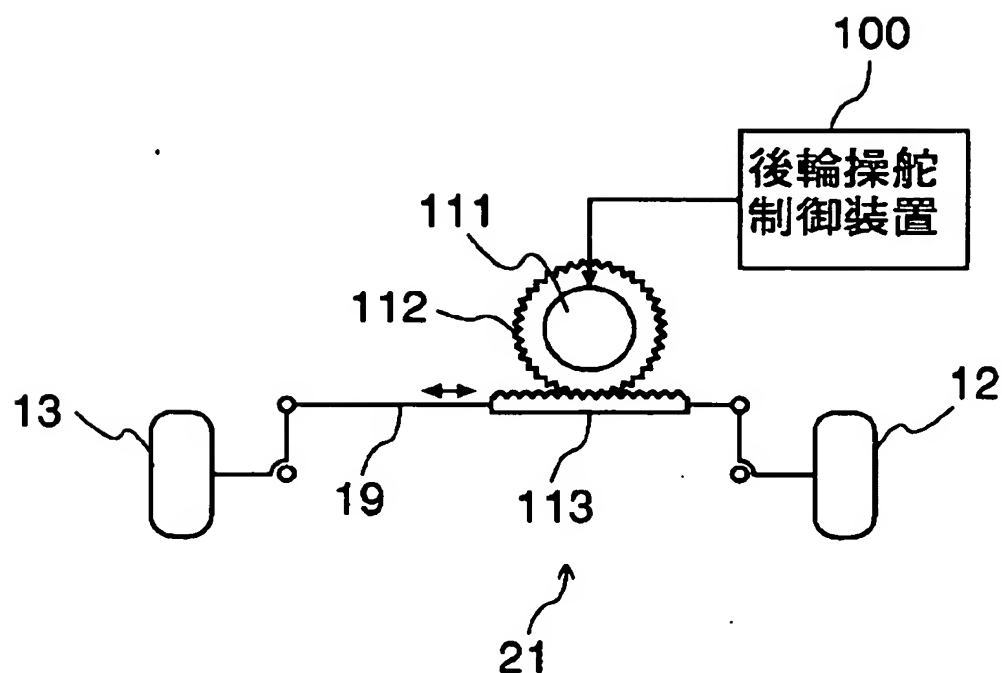
[Drawing 16]



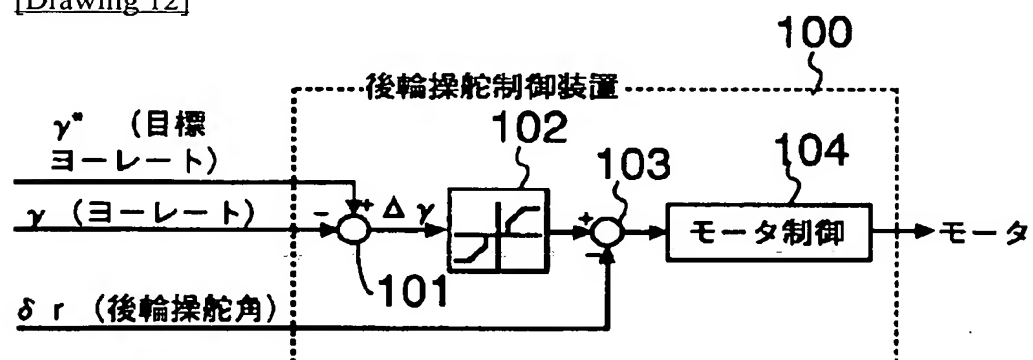
[Drawing 9]



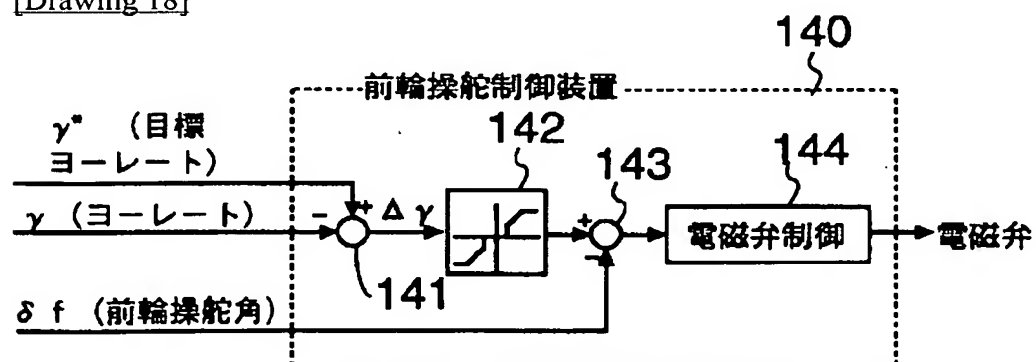
[Drawing 11]



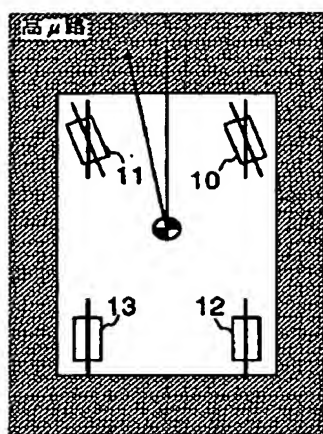
[Drawing 12]



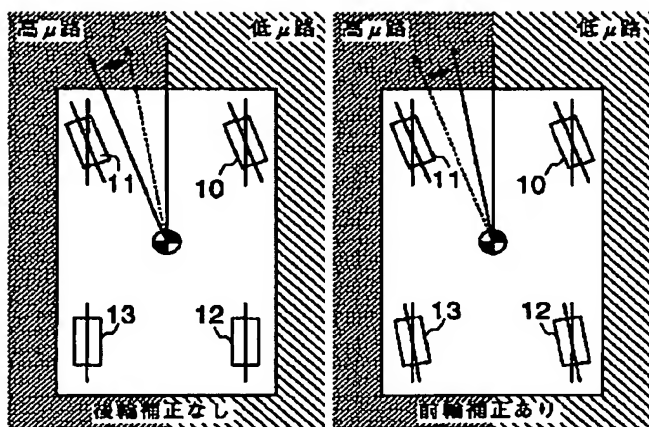
[Drawing 18]



[Drawing 13]



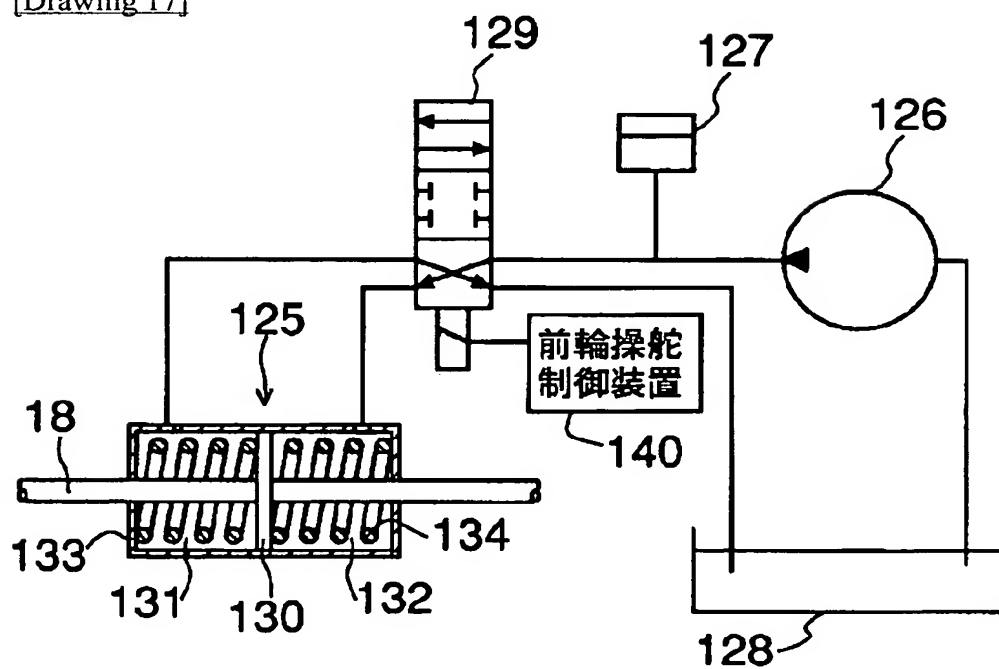
(A)



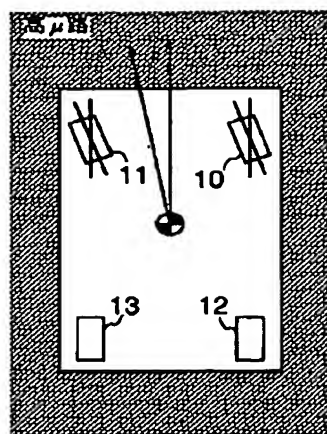
(B)

(C)

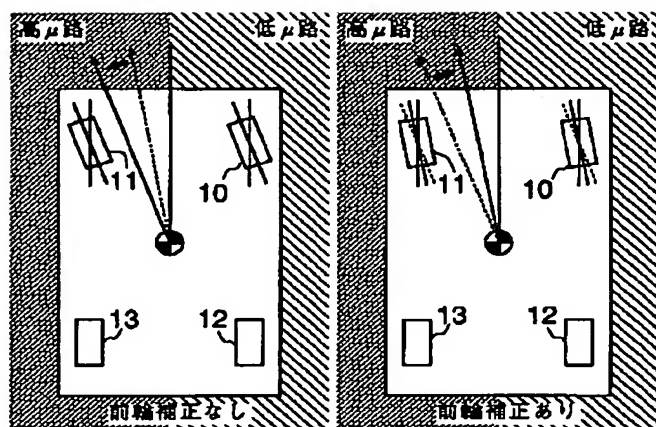
[Drawing 17]



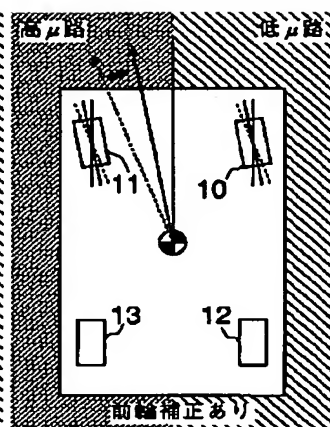
[Drawing 19]



(A)



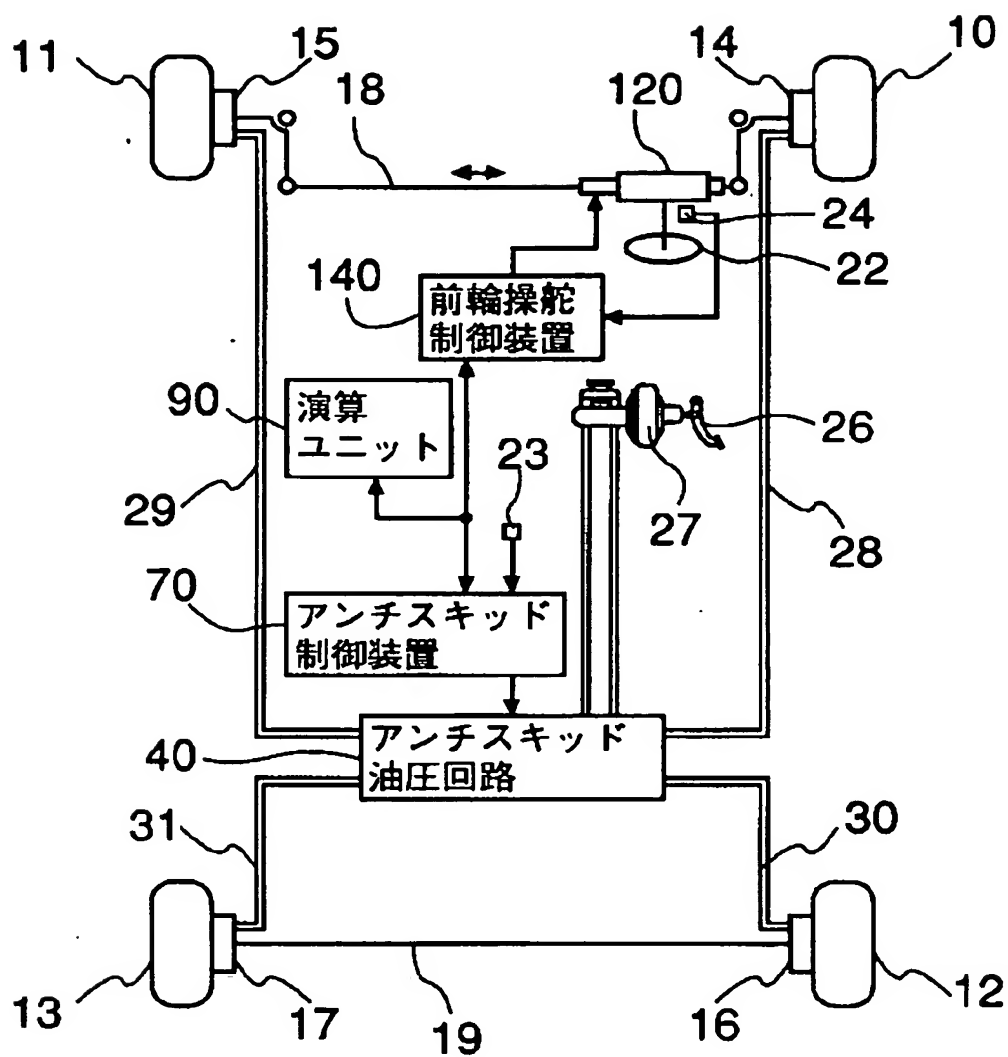
(B)



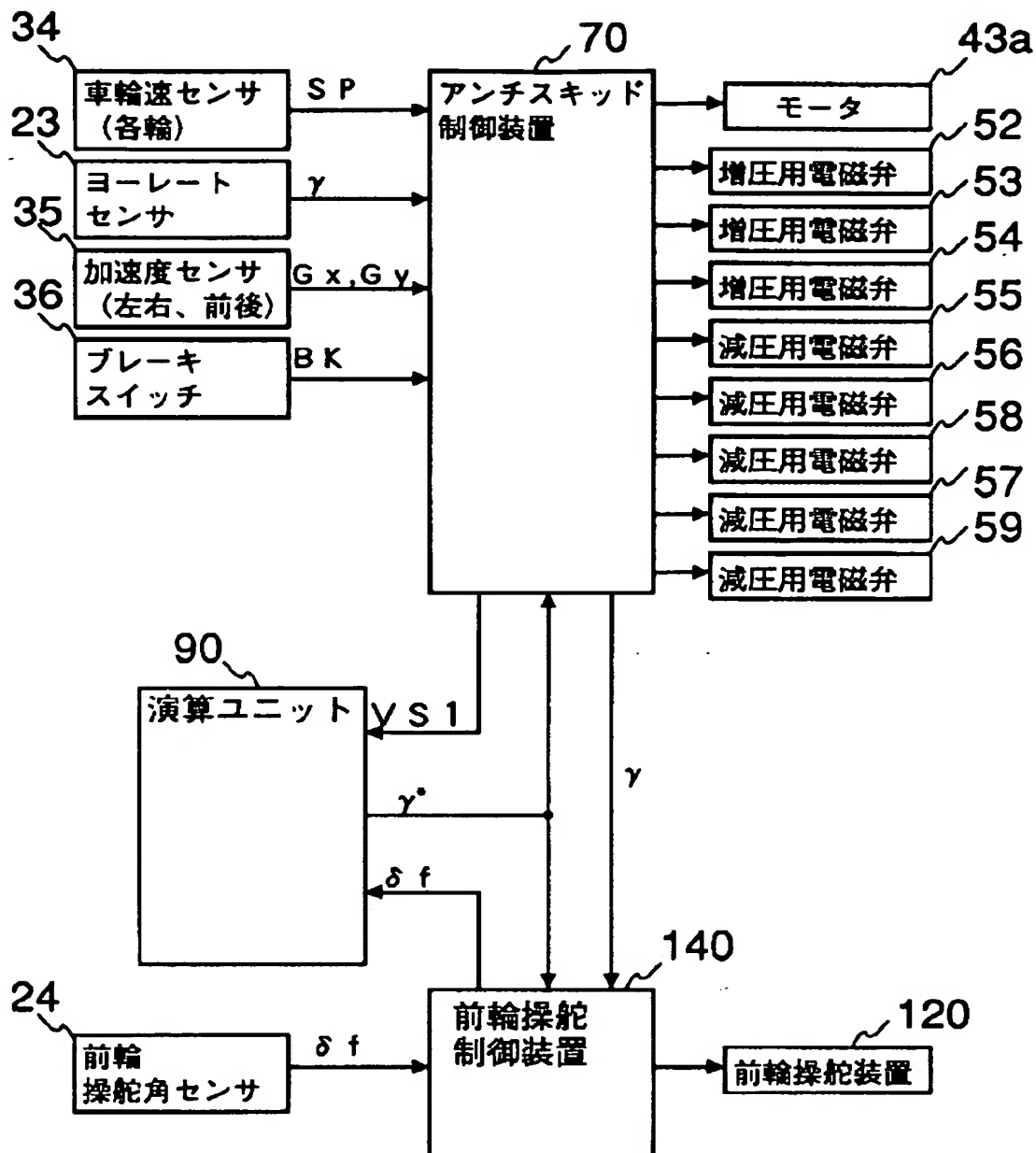
(C)

[Drawing 14]





[Drawing 15]



[Translation done.]

(19)日本国特許庁(JP)

(12)公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-105055

(43)公開日 平成5年(1993)4月27日

(51)Int.Cl.<sup>5</sup>

B60T 8/58

識別記号

庁内整理番号

FI

技術表示箇所

A 9237-3H

審査請求 未請求 請求項の数1(全19頁)

(21)出願番号 特願平3-266195

(22)出願日 平成3年(1991)10月15日

(71)出願人 000000011

アイシン精機株式会社

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地

(72)発明者 浅野 憲 司

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

(72)発明者 十津 憲 司

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

(72)発明者 河合 浩 明

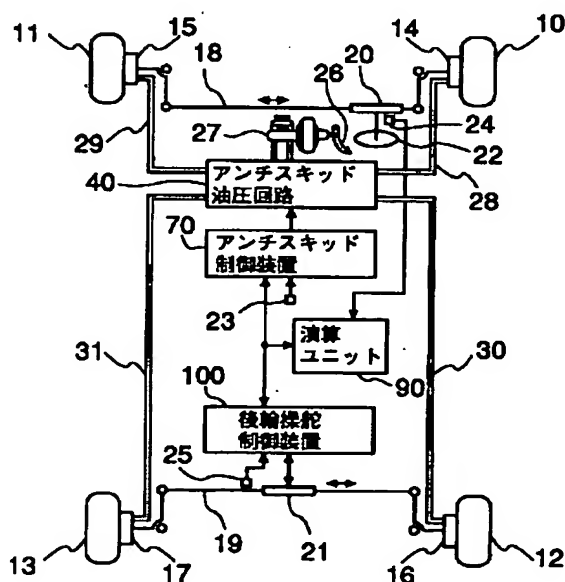
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

(54)【発明の名称】 制動時の走行制御装置

(57)【要約】

【目的】 スプリット路面においても左右両輪とも独立に最短距離で制動できるよう制御するとともに、車両の不本意なヨーモーメントの発生も抑制する。

【構成】 操舵角および車両車速から車両の最適な挙動を行うための目標ヨーレートを算出する目標ヨーレート演算手段(90)と、車両の実ヨーレートを測定する実ヨーレート測定手段と、前記目標ヨーレートと実ヨーレートの偏差を演算するヨーレート偏差演算手段と、前記ヨーレート偏差を零にするよう車輪(前輪又は後輪)の舵角を調整する車輪操舵装置(100、21)と、左右輪独立に車輪の制動力を調整するアンチスキッド装置(70、40)とを車両に備える。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 操舵角および車両車速から車両の最適な挙動を行うための目標ヨーレートを算出する目標ヨーレート演算手段と、

車両の実ヨーレートを測定する実ヨーレート測定手段と、

前記目標ヨーレートと実ヨーレートの偏差を演算するヨーレート偏差演算手段と、

前記ヨーレート偏差を零にするよう車輪の舵角を調整する車輪操舵装置と、

左右輪独立に車輪の制動力を調整するアンチスキッド装置と、を備える制動時の走行制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、制動時において、車両の制動距離を短縮するとともに、操舵安定性を確保するための走行制御装置に関し、ブレーキを有する車両に適用できる。

## 【0002】

【従来の技術】従来より、車輪のスリップ率を調整して制動距離を縮めるためのアンチスキッド装置が開発されている。特開昭61-244649号公報に提示のアンチスキッド装置では、路面の摩擦係数によらず制動距離を短縮するために、少なくとも2モードの、高、低摩擦係数対応の制御モードを予め設定しておいて、減圧時間T1を計測して、T1が長いときには低摩擦係数路面に適用するモードで、またT1が短いときには高摩擦係数路面に適用するモードでブレーキ圧を制御している。

【0003】ここで、左右車輪が低摩擦係数（低 $\mu$ ）の路面を走行しているとき、一方の車輪（例えば右車輪）が高 $\mu$ の路面の走行となり、他方の車輪（左車輪）は、そのまま低 $\mu$ の路面を走行するようになると、右車輪ブレーキが増圧となり、右車輪の制動力が強くなって、車両の進行方向が右向きに偏向し、車両の操舵性が損なわれる。これに対応するために、左右の車輪が走行する路面の摩擦係数が異なることを検出し、スプリット路面であることを認識し、スプリット路面を走行しているときには高 $\mu$ 側の車輪の制動力を落とし、ヨーモーメントが車両に発生することを抑える技術が開発されており、特開平1-249558号公報に開示されている。

【0004】更に、上記のようにヨーモーメントの発生を抑えるとき、片側の車輪の制動力を落とすため、制動距離が伸びてしまう。そこで、制動距離を短く、かつ、ヨーモーメントの発生を抑えることが要求されている。特開平02-254051号公報には、制動中にスプリット路面を走行する場合には、高 $\mu$ 側の車輪のロック傾向に応じて、通常制御と、車速に基づく制御を切り換えて高 $\mu$ 路面側の車輪を制御する技術が開示されており、操舵性の確保と制動距離の短縮のバランスをとっている。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかし、従来の技術では、いずれにしても、スプリット路面においては、高 $\mu$ 路面側の制動力を低下させねばならず、両輪とも均一の摩擦係数をもつ路面において制動する場合に比べて制動距離が伸びてしまう。

【0006】そこで、本発明においては、スプリット路面においても左右両輪とも独立に最短距離で制動できるよう制御するとともに、車両の不本意なヨーモーメントの発生も抑制することを課題とする。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するために本発明において用いた手段は、操舵角および車両車速から車両の最適な挙動を行うための目標ヨーレートを算出する目標ヨーレート演算手段と、車両の実ヨーレートを測定する実ヨーレート測定手段と、前記目標ヨーレートと実ヨーレートの偏差を演算するヨーレート偏差演算手段と、前記ヨーレート偏差を零にするよう車輪の舵角を調整する車輪操舵装置と、左右輪独立に車輪の制動力を調整するアンチスキッド装置とを車両に備えたことである。

## 【0008】

【作用】上記手段によれば、制動中には路面の摩擦係数が左右輪で異なっても、各輪独立にそれぞれ制動距離を短縮するための制動力の調整を行う。ここで、左右輪の路面の摩擦係数が異なっていたとき、車両は偏向しようとする。このため、車両にはヨーモーメントが発生する。実ヨーレート測定手段はこのヨーモーメントにより発生した車両の実際のヨーレートを測定する。一方、目標ヨーレート演算手段では車両の最適な挙動を行うためのヨーレートを演算して、これを目標ヨーレートとしている。車輪操舵装置では、この目標ヨーレートと実ヨーレートの偏差を零にするように車輪の操舵角度を調整する。このため、車両の操舵は最適な挙動を行うようになる。したがって、運転者の操舵に合わせた車両の操向が行えるとともに制動距離も最短になる。

## 【0009】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面を参照しながら説明する。

【0010】図1は本発明の第1実施例の構成図を示す。前右輪10、前左輪11、後右輪12および後左輪13にはそれぞれホイールシリンダ14~17を有するブレーキ装置が取り付けられている。各ホイールシリンダ14~17へ油圧を供給することで車輪の制動を行う。油圧回路40は配管28~31を介してホイールシリンダ14~17に接続されている。油圧回路40はブレーキペダル26の踏み込み量に応じてマスタシリンダ27に発生する油圧をホイールシリンダへ供給すると同時に、アンチスキッド制御装置70からの指示により油圧量を加減する。油圧回路40とアンチスキッド制御装置

70によりアンチスキッド装置を構成している。

【0011】上述の前右輪10および前左輪11には前輪操舵ロッド18が接続されており、前輪操舵ロッド18の横方向の移動に応じて前輪が操舵される。前輪操舵ロッド18は前輪操舵装置20に接続されている。前輪操舵装置20はステアリング22の回転に応じて前輪操舵ロッド18を横方向に移動させる。よって、ステアリング22を回転させることで前輪の角度を変え、操舵することができる。尚、前輪操舵装置20にパワーステアリング機構を加えても構わない。

【0012】上述の後右輪12および後左輪13には後輪操舵ロッド19が接続されており、後輪操舵ロッド19の横方向の移動に応じて後輪が操舵される。後輪操舵ロッド19は後輪操舵装置21に接続されている。後輪操舵装置21は後輪操舵制御装置100からの指示に応じて後輪操舵ロッド19を横方向に移動させる。後輪操舵装置21と後輪操舵制御装置100により車輪操舵装置を構成している。

【0013】車両には、車両に搭載される複数の制御装置に共通な情報を処理するための演算ユニット90が設けられている。アンチスキッド制御装置70および後輪操舵制御装置100は演算ユニット90と情報を交換する。

【0014】車両上には、複数のセンサが設けられている。ヨーレートセンサ23は車両に生ずる実ヨーレート $\gamma$ を測定し、アンチスキッド制御装置70へ情報を送る。前輪操舵角センサ24はステアリング22の回転角を測定し、前輪操舵角量 $\delta f$ として演算ユニット90へ情報を送る。後輪操舵角センサ25は後輪操舵ロッド19の移動量を測定し、後輪操舵角量 $\delta r$ として後輪操舵制御装置100へ情報を送る。他にも各種センサが車両に搭載されている。

【0015】図2は本実施例の制御ブロック図である。アンチスキッド制御装置70は前述のヨーレートセンサ23の他に、各輪に設けられ、車輪の回転速度を測定するための車輪速センサ34、車両の左右方向および前後方向の加速度を測定するための加速度センサ35およびブレーキペダル26の踏み込みを検出するブレーキスイッチ36が接続されている。また、後述するモータ43aおよび電磁弁52～59を制御する。アンチスキッド制御装置70は内部で最大車体速 $V S 1$ を演算し、演算ユニット90へ最大車体速 $V S 1$ 情報を送る。また、測定した実ヨーレート量 $\gamma$ の情報を後輪操舵制御装置100へ送る。演算ユニット90は目標ヨーレート量 $\gamma^*$ を演算し、目標ヨーレート量 $\gamma^*$ をアンチスキッド制御装置70および後輪操舵制御装置100へ送る。

【0016】次に、アンチスキッド制御を行うアンチスキッド装置について説明する。図3はアンチスキッド装置の油圧回路を示す。この油圧回路は従来よりあるアンチスキッド回路の油圧回路とほぼ同一である。2つの配

管32および33はマスタシリンダ27に接続されている。配管33は増圧用電磁弁52および逆止弁44を介して配管28に接続され、配管28は前右輪10のホイールシリンダ14に接続され、減圧用電磁弁56を介してドレイン51に接続されている。又、配管33は増圧用電磁弁55および逆止弁47を介して配管31に接続され、配管31は後左輪13のホイールシリンダ17に接続され、減圧用電磁弁59を介してドレイン51に接続されている。配管32は増圧用電磁弁52および逆止弁45を介して配管29に接続され、配管29は前左輪11のホイールシリンダ15に接続され、減圧用電磁弁57を介してドレイン50に接続されている。又、配管32は増圧用電磁弁54および逆止弁46を介して配管30に接続され、配管30は後右輪12のホイールシリンダ16に接続され、減圧用電磁弁58を介してドレイン50に接続されている。各逆止弁は、各ホイールシリンダの内圧が配管32又は33の圧力よりも高まった場合に配管32又は33へ油圧を戻し、ブレーキが効きすぎるのを抑える働きをする。増圧用電磁弁52、53、54および55は通常の状態では通路を連通し、通電により通路を閉鎖する状態に切り替わる。

【0017】また、減圧用電磁弁56、57、58および59は通常の状態では通路を閉鎖し、通電により通路を開通する状態に切り替わる。したがって、各電磁弁が通電されていない状態では、配管32および配管29および30は連通され、また、配管33および配管28および31は連通されている。ブレーキペダル26が踏まれると、マスタシリンダ27は配管32および33内の油圧を高める。この圧力増加はそれぞれ逆止弁を介して各輪のホイールシリンダに伝達され、各輪10～13の回転を制動する。したがって、各電磁弁が通電されていない状態では、ブレーキペダル26の踏み具合に合わせて制動力が働く。

【0018】配管32および33にはポンプ43の出力端が接続されている。前述したように各電磁弁に通電しない状態では、配管32又は33がホイールシリンダに接続される。ここで、ポンプ43に接続されているモータ43aを駆動すると各配管を通して各ホイールシリンダ内の圧力を高めることができる。ポンプ43を駆動させることにより、ブレーキペダル26を踏んでいる状態で一度各ホイールシリンダ内の圧力を抜いても、再びホイールシリンダ内の圧力を増加させることができる。ここで、増圧用電磁弁52および減圧用電磁弁56を駆動すると、増圧用電磁弁52は閉、減圧用電磁弁56は開となり、ホイールシリンダ14内の油はドレイン51に排出される。したがって、電磁弁52および56を駆動することで前右輪のホイールシリンダ14内の圧力を弱めることができる。他の輪も同様で、電磁弁53および57、電磁弁54および58、および、電磁弁55および59のそれぞれの対を駆動することで、それぞれ、前

左輪、後右輪および後左輪のホイールシリンダ内の圧力を弱めることができる。以上のように、ポンプおよび各電磁弁への通電を制御し、ホイールシリンダ内の圧力を調整することで、各輪の制動力を調整することができる。上記のポンプ43を駆動するモータ43aおよび各電磁弁はアンチスキッド制御装置70により駆動される。尚、配管32及び33とドレイン50及び51の間には逆止弁48及び49が接続されている。この逆止弁48、49はドレインの圧力が高まったときドレインの油圧を配管32、33へ戻す働きをする。

【0019】それぞれの各輪にはセンサ60～63が配備されている。このセンサはそれぞれの輪の状態を検出し、アンチスキッド制御装置70に検出した情報を送る。図2のブロック図に示すように、本発明の実施例においては、各輪に装備されるセンサには前述したように車輪速センサ34である。車輪速センサ34は各輪の回転速度を検出するためのセンサであり、車輪の回転数に応じたパルス状の車輪速信号SPを各輪毎に出力する。アンチスキッド制御装置70はセンサからの信号を受け、図4のブロック図により示される制御に応じて、モータ43aおよび電磁弁52～59を駆動する。

【0020】アンチスキッド制御装置70は、図4に示すように、車輪速度・加速度・推定速度演算部71、制御開始/終了判断部72、モータ制御部73、最大車体速演算部74、減算部75、積算部76、最大減速度演算部77、目標スリップ率演算部78、スリップ率成分演算部79、G成分演算部80、制御モード設定部81および電磁弁制御部82を備える。車輪速度・加速度・推定速度演算部71では各輪における車輪の回転速度や加速度および車体の速度を演算する。制御開始/終了判断部72ではアンチスキッド制御を実施するか否かおよび終了するか否かを判断する。モータ制御部73ではアンチスキッド制御の実施に応じてモータを回転させ油圧を発生させる制御を行う。最大車体速演算部74では最大車体速VS1を計算する。最大減速度演算部77では最大減速度Gを計算する。目標スリップ率演算部78では車輪の目標スリップ率を演算する。スリップ率成分演算部79およびG成分演算部80では制御モードの設定のためのスリップ率成分と加速度成分を演算する。制御モード設定部81ではスリップ率成分と加速度成分から各輪の制御モードを求める。電磁弁制御部82では得られた制御モードに応じて各輪の電磁弁を操作し、ホイールシリンダの増圧・減圧を制御して車輪のスリップ状態を調整する。尚、上記の各制御部は、最大車体速演算部74、最大減速度演算部77、制御開始/終了判断部72およびモータ制御部73を除いて前右輪、前左輪、後右輪および後左輪のそれぞれについて独立に制御を実施する。

【0021】以下にそれぞれの制御部の詳細を述べる。

【0022】車輪速度・加速度・推定速度演算部71で

は、各輪の車輪加速度DVW、各輪の車輪速度VWおよび各輪の推定車体速度VS0を各輪の車輪速センサ34からの車輪速信号SPから演算する。車輪加速度DVWは車輪の回転加速度である。

【0023】車輪速度VWは車輪の回転速度である。推定車体速度VS0はその車輪の取り付けられた位置における車体の速度である。車輪速度VWはパルス状の車輪速信号SPの周期を測定し、周期と車輪の径から求める。車輪加速度DVWは車輪速度VWを微分して求める。推定車体速度VS0は、車輪速度VWから、車両の旋回状態等を考慮して求める。

【0024】制御開始/終了判断部72では、ブレーキスイッチ36のブレーキ出力BK、推定車体速度VS0および後述する各輪の制御モードを受け、制御開始と終了の判断を行う。ブレーキスイッチがオンかつ推定車体速度VS0が所定値以内のとき制御開始を判断する。また、各輪とも増圧モードを終了した時点で制御終了と判断する。

【0025】モータ制御部56では、制御開始/終了判断部72から信号を受け、制御開始の判断とともにモータ43aを回転させ、制御終了の判断とともにモータ43aを停止させる。

【0026】最大車体速演算部74では各輪の推定車体速度VS0の内、最大値を最大車体速VS1として設定する。得られた最大車体速VS1は後輪操舵制御装置100に送出される。

【0027】減算部75では、演算ユニット90から得た目標ヨーレート量 $\gamma^*$ とヨーレートセンサ23により測定した実ヨーレート量 $\gamma$ との偏差であるヨーレート偏差 $\Delta\gamma$ を求める。積算部76において、前述の最大車体速VS1の絶対値と求められたヨーレート偏差 $\Delta\gamma$ を積算し、値 $|\Delta\gamma| \cdot VS1$ を得る。

【0028】最大減速度演算部77では、前後方向の加速度GXおよび左右方向の加速度GYを受け、数1式により最大減速度Gを求める。

【0029】

【数1】

$$G = (GX^2 + GY^2)^{1/2}$$

【0030】目標スリップ率演算部78は、値 $|\Delta\gamma| \cdot VS1$ 、最大減速度Gを受け、目標スリップ率を演算する。目標スリップ率演算部78の詳細を図5にて示す。

【0031】最大減速度演算部77により求められた加速度Gは $\Delta G$ 演算部83に与えられ、前回の加速度値G<sub>t-1</sub>を減算することにより加速度の増加分 $\Delta G$ が得られる。

【0032】 $\Delta S$ 演算部84において、この加速度の増加分 $\Delta G$ から図7に示すグラフに基づきスリップ率増加分 $\Delta S$ を求める。このスリップ率増加分 $\Delta S$ と前回求めた目標スリップ率S<sub>0 t-1</sub>を加算することで今回の目標

スリップ率S01が得られる。

【0033】スリップ率制限部86では、図8に示すグラフに基づき、値 $|\Delta\gamma| \cdot VS1$ からゲイン $\alpha$ を求め、目標スリップ率S01にゲイン $\alpha$ を掛けて目標スリップ率S0を得る。最大車体速VS1が増加するにつれ、また、ヨーレート偏差 $\Delta\gamma$ の絶対値が増加するにつれ、目標スリップ率S0は減少する。したがって、運転者の操舵と実際の車両の旋回状態が一致しているときには前述のスリップ率が最大となるような制御を行い、運転者の操舵と実際の車両の旋回がずれてきた場合にはコーナリングフォースを効かせるために目標スリップ率を下げて制御するようにしている。

【0034】上記処理において、時間とともに減速度が増加する場合、 $\Delta G$ は正の値となり、 $\Delta S$ も正の値となるので、目標スリップ率は増加していく。このため、車輪のスリップ量が増加し車両の減速度は抑えられる。また、時間とともに減速度が減少する場合、 $\Delta G$ は負の値となり、 $\Delta S$ も負の値となるので、目標スリップ率は減少していく。このため、車輪のスリップ量が減少し車両の減速度は増加する。

【0035】したがって、上記処理を継続すると、減速度は極大値となる。減速度とスリップ率の関係は、図6において、実線AおよびBにおいて示すように、1点の極大値をもつことが判っているので、上記極大値は減速度の最大値となる。つまり、上記処理はスリップ率制限部86を除けば、減速度が最大となるようなスリップ率を目標スリップ率とする処理である。通常の路面におい\*

$$DINDXS = S0 - (VS0 - VW - IVW) / VS0$$

【0039】ここでIVWは車輪速度VWの積分値である。この式のうち、 $(VS0 - VW) / VS0$ は実スリップ率である。スリップ率成分DINDXSは制御モード設定部81へ送られる。スリップ率成分DINDXSは基本的に目標スリップ率S0から実スリップ率を引いた値に修正を掛けたものであり、スリップ率偏差を示している。

【0040】G成分演算部80では車輪加速度DVWから所定値G0を減算し、G成分DXNDXGを得る。G成分DINDXGは、制御モード設定部81へ送られる。

【0041】制御モード設定部81は、上記スリップ率成分DINDXSおよびG成分DINDXGを受け、制御モードを設定する。制御モードには、パルス増、パルス減、および急減の3つのモードが用意されている。前述したように、増圧用電磁弁52～55を開とするとホイールシリンダが増圧され制動力が増し、減圧用電磁弁56～59を開とするとホイールシリンダが減圧され制動力が減る。パルス増圧モードでは減圧用電磁弁を閉じ、増圧用電磁弁をデューティ制御することで増圧調整する。周期および増圧用電磁弁を開とする時間である増圧時間を調整することで制動力を増加させる側に制御す

\*ては実線Aのように、スリップ率が10～20%程度において $\mu$ が最大となる。 $\mu$ と減速度は比例関係にある。したがって、スリップ率が10～20%となるように制御を行えば、通常の路面ではブレーキをかけたときの制動距離は最短となる。しかし、砂利道等のように、車輪をロックさせたほうが制動距離が短くなる路面状態がある。この場合、スリップ率と $\mu$ の関係は、実線Bに示すように、スリップ率が100%で $\mu$ が最大となる。上記制御ではこのような路面においても減速度が最大になるように制御する。本制御を行えば、何れの $\mu$ を有する路面においても減速度が最大となるので、路面の $\mu$ に係わらず最短の制動距離を得ることができる。

【0036】上記処理においては、加速度センサによって測定した加速度が最大となるよう制御していた。しかし、各輪車体速度VS0を微分した値を加速度値として加速度センサによって測定した加速度に代えて用いてもよい。また、路面と車輪との間の $\mu$ は加速度Gと荷重Fから求まる。したがって、各輪の $\mu$ を荷重および加速度より求め、この求めた $\mu$ が最大となるように制御しても同様の結果が得られる。各輪ごとに荷重が変化する場合には荷重を考慮に入れた制御を行うのがよい。

【0037】図4に戻って説明を続ける。得られた目標スリップ率はスリップ率成分演算部79に送られる。このスリップ率成分演算部79では、数2式に基づきスリップ率成分DINDXSが演算される。

【0038】

【数2】

る。パルス減圧モードでは増圧用電磁弁を閉じ、減圧用電磁弁をデューティ制御することで減圧調整する。周期および減圧用電磁弁を開とする時間である減圧時間を調整することで制動力を低下させる側に制御する。急減モードでは増圧用電磁弁を閉じ、減圧用電磁弁を開とすることでホイールシリンダ内圧を急減圧する。制御モード設定部81では、これらの制御モードを設定すると同時に、増圧モードであれば増圧時間および周期を、減圧モードであれば減圧時間および周期を、予め定められたマップに従って設定する。各モードの設定は図9に示すマップにしたがって行う。このマップでは、基本的にスリップ率が大きくなるにつれ、パルス増、パルス減、急減の順で推移し、また、加速度が小さくなるにつれ、パルス増、パルス減、急減の順で推移するよう設定されている。つまり、G成分が零のときには、目標スリップ率と実スリップ率とのスリップ率偏差が零において若干のパルス増となり、スリップ率偏差が大きくなるにつれパルス減および急減に移行する。この状態で減速Gが大きくなるとパルス増の方向へ、減速Gが小さくなるとパルス減の方向へ補正するようマップが組まれている。したがって、目標スリップ率に実スリップ率が一致する方向に制動力が調整され、その結果、実スリップ率は目標ス



リップ率に一致する。この調整は加速度に応じて微調整されるので、速やかに制御が行える。増圧時間、減圧時間、周期に関しても同様なマップに応じて設定される。

【0042】電磁弁制御部82では、制御モード設定部81において設定されたモード、増圧時間、減圧時間および周期に応じて電磁弁52～59を制御する。パルス増モードでは減圧用電磁弁を閉じ、増圧時間だけ増圧用電磁弁を開とし、残りの周期の時間だけ増圧用電磁弁を閉とし、以下、増圧用電磁弁の開閉を繰り返す。パルス減モードでは増圧用電磁弁を閉じ、減圧時間だけ減圧用電磁弁を開とし、残りの周期の時間だけ減圧用電磁弁を閉とし、以下、減圧用電磁弁の開閉を繰り返す。急減モ

$$\gamma^* = (G_A \times \delta f) / (1 + \tau S) \times VS1 / (1 + K_h \times VS1^2)$$

【0045】得られた目標ヨーレート $\gamma^*$ はアンチスキッド制御装置70だけでなく、後輪操舵制御装置100にも送出される。後輪操舵制御装置100の詳細を図12に示す。減算部101は目標ヨーレート $\gamma^*$ とアンチスキッド制御装置70から受け取った実ヨーレート $\gamma$ を減算し、ヨーレート偏差 $\Delta\gamma$ を得る。次に、このヨーレート偏差 $\Delta\gamma$ にリミッタ102により不感帯を付与す

る。そして、減算部103により、ヨーレート偏差から後輪操舵角値 $\delta r$ を減算し制御量を得て、この制御量に従いモータ制御部104にて図11に開示するモータ111を駆動する。

【0046】図11は後輪操舵装置21を示す。図中、モータ111はピニオン112を回転させる。ピニオン112はラック113と噛み合っている。したがって、ピニオン112を回転させることによりラック113を横方向に移動させることができる。ラック113は後輪操舵ロッド19に固定されている。後輪操舵ロッド19の横移動により後輪12および13は操舵される。

【0047】上記の実施例において、後輪12および13は後輪操舵装置21および後輪操舵制御装置100により実ヨーレートが目標ヨーレートに一致するように操舵される。目標ヨーレートは、演算ユニット90において、前輪操舵角 $\delta f$ にゲイン $G_A$ を掛け、最大車体速 $VS1$ による補正を加えて得ている。したがって、車両が走行中に運転者が意図した車両の操舵方向と異なるように車両が回転しようとするとその回転を打ち消すように後輪が操舵される。このため、アンチスキッド装置が各輪を独立に制動制御した場合に、車両に予期しないヨーモーメントが発生しても、このヨーを後輪操舵装置側で調整するため、アンチスキッド側で対応しなくてもよい。

【0048】通常、路面の摩擦係数が左右両輪で均一な場合、図13(A)のように前輪を操舵した場合、実線の矢印のようにヨーが発生する。しかし、図(B)に示すように車両の右側が低 $\mu$ 、左側が高 $\mu$ となるようなスプリット路を走行すると、4輪を均一に制動をかけた場合、左側の車輪に対して右側の車輪の制動距離が長くな

\*ードでは増圧用電磁弁を閉じ、減圧用電磁弁を開とする。

【0043】上述のアンチスキッド制御装置70に於いて使用される目標ヨーレート量 $\gamma^*$ は、演算ユニット90において演算される。演算ユニット90は最大車体速 $VS1$ をアンチスキッド制御装置70から受け、また、前輪操舵角 $\delta f$ を前輪操舵角センサ24から受ける。次に目標ヨーレート演算部91において、最大車体速 $VS1$ と操舵角 $\delta f$ から数3式に応じて目標ヨーレート $\gamma^*$ を得る。

【0044】

【数3】

るため、図(B)の実線矢印のようにヨーが増加する。本第1実施例では、この予期しないヨーの発生を抑えるため、後輪を操舵し、図13(C)の実線矢印のようにヨーを運転者が希望する方向へ補正する。これにより、アンチスキッド制御装置は各輪ともそれぞれ制動距離が最短になるように制御することができる。

【0049】尚、本第1実施例では、図5のスリップ率制限部86において、ヨーレート偏差と最大車体速に応じてスリップ率を制限しているが、これは上記作用が充分効かないほどのヨーが発生した場合の予備として設けてある。タイヤの発生する力の限界は、荷重を $F_z$ とすると、横力と前後力のベクトル和が $\mu \cdot F_z$ で制限されるため、後輪操舵装置の性能が高くても発生する横力に限界があり、その限界は制動中は小さくなるため、必要とあれば制動力を弱め横力を発生させる必要がある。

【0050】次に、図14を参照して、本発明の第2実施例について説明する。第2実施例では第1実施例の後輪操舵制御装置100および後輪操舵装置21の代わりに前輪操舵制御装置140および前輪操舵装置120を用いる。前輪操舵装置120と前輪操舵制御装置140により車輪操舵装置を構成している。演算ユニット90やアンチスキッド制御装置70およびアンチスキッド油圧回路40等の構成は第1実施例と同じであり、同一部材には同一の符号を記している。尚、演算ユニット90は、第1実施例では直接前輪操舵角 $\delta f$ を前輪操舵角センサ24から受けていたが、第2実施例では図15に示すように前輪操舵制御装置140を介して得ている。

【0051】第2実施例の前輪操舵装置120の構成を図16に示す。ステアリング22の軸の先端にはピニオン123が固定されている。このピニオン123はラック124と噛み合っている。ラック124は延出部122を有し、この延出部122には流体シリンダ125が固定されている。前輪10、11の操舵ロッド18は、この流体シリンダ125内を連通している。流体シリンダ125は油圧制御部121から油圧をうける。前輪制御装置140は油圧制御部121を制御し、流体シリンダ125に与える油圧を調整する。

【0052】図17に油圧制御部121の詳細を示す。前輪操舵ロッド18にはピストン130が固定されており、流体シリンダ125内の空間を第1室131および第2室132に区分している。第1室131および第2室132内にはそれぞれピストン130を中央方向に付勢するバネ133および134が設けられている。電磁弁129は前輪操舵制御装置140により駆動され、第1室133とポンプ126および第2室132とドレイン128を接続するか、第2室134とポンプ126および第1室131とドレイン128を接続するか、または、何れも連通を阻止するかを切り換える。これにより、第1室131と第2室132の内部の圧力差を変化させ、ピストン130を左右方向に移動させる。尚、127はアクيومレータであり、ポンプ126発生する圧力を蓄圧する。

【0053】上記構成において、ピストンが中立位置にあるとき、ステアリング22を回転させるとラック124が左右方向に移動し、これにつれ、前輪操舵ロッド18が左右方向に移動し、前輪が操舵される。ここで、流体シリンダ125の第1室131と第2室132間に圧力差を持たせると、ラック124の移動に対し前輪操舵ロッド18が更に左右方向に移動する。よって、運転者のステアリング操作に対し、電磁弁129を駆動することで、前輪を更に回動させたり戻したりすることができる。

【0054】前輪操舵制御装置140は、図18に示すように、減算部141、リミッタ142、減算部143および電磁弁制御部144を有する。減算部141は目標ヨーレート $\gamma^*$ とアンチスキッド制御装置70から受け取った実ヨーレート $\gamma$ を減算し、ヨーレート偏差 $\Delta\gamma$ を得る。次に、このヨーレート偏差 $\Delta\gamma$ にリミッタ142により不感帯を付与する。そして、減算部143により、ヨーレート偏差から前輪操舵角値 $\delta f$ を減算し制御量を得て、この制御量に従い電磁弁制御部144にて図17に開示する電磁弁129を駆動する。したがって、前輪の操舵角は目標ヨーレート $\gamma^*$ が得られるようにステアリングによる操舵に対して補正される。

【0055】上記の実施例において、前輪10および11は前輪操舵装置120および前輪操舵制御装置140により実ヨーレートが目標ヨーレートに一致するように操舵される。目標ヨーレートは、演算ユニット90において、前輪操舵角 $\delta f$ にゲイン $G_s$ を掛け、最大車速 $V_{S1}$ による補正を加えて得ている。したがって、車両が走行中に運転者が意図した車両の操舵方向と異なるように車両が回転しようとするとその回転を打ち消すように前輪が操舵される。このため、アンチスキッド装置が各輪を独立に制動制御した場合に、車両に予期しないヨーモーメントが発生しても、このヨーを前輪操舵装置側で調整するため、アンチスキッド側で対応しなくてもよい。

【0056】通常、路面の摩擦係数が左右両輪で均一な場合、図19(A)のように前輪を操舵した場合、実線の矢印のようにヨーが発生する。しかし、図(B)に示すように車両の右側が低 $\mu$ 、左側が高 $\mu$ となるようなスプリット路を走行すると、4輪を均一に制動をかけた場合、左側の車輪に対して右側の車輪の制動距離が長くなるため、図(B)の実線矢印のようにヨーが増加する。本第2実施例では、この予期しないヨーの発生を抑えるため、前輪の操舵量を補正し、図13(C)の実線矢印のようにヨーを運転者が希望する方向へ補正する。これにより、アンチスキッド制御装置は各輪ともそれぞれ制動距離が最短になるように制御することができる。

【0057】上記の第1および第2実施例では、電子制御装置の構成をブロック図で表したが、マイクロコンピュータを用いてソフトウェアで構成するか、回路素子を組合せてハードウェアで構成するかは何れでもよい。

【0058】上記第1および第2実施例において、演算ユニット90は前輪操舵制御装置、後輪操舵制御装置およびアンチスキッド制御装置と独立に設けたが、各制御装置内に内蔵してしまってもかまわない。

【0059】上記実施例において、制動時における制動距離をより短縮するため、アンチスキッド制御において目標スリップ率は $\mu$ や減速度を最大となるようにして求めたが、本発明の実施にあたって、目標スリップ率を予め与えられた所定値に設定するうにしてもよい。

【0060】上記第1実施例では、後輪操舵によりヨーレート偏差を零にするよう車輪の舵角を調整し、第2実施例では前輪操舵によりヨーレート偏差を零にするよう車輪の舵角を調整した。更に、車両に前輪操舵装置および後輪操舵装置を搭載し、前輪、後輪とも同時に調整するようにしてもよい。

【0061】また、上記において、前輪操舵制御装置および後輪操舵制御装置はヨーレート偏差を零にするよう車輪の舵角を調整しているが、アンチスキッド制御装置からアンチスキッド制御装置が動作中であることの情報を受け、アンチスキッド制御装置が動作中のときに上記ヨーレート偏差を零にする制御を行い、アンチスキッド制御装置が非動作中のとき、例えば、特開昭60-124572号公報に開示されるような、車速とステアリング操舵角度に応じた操舵角度に後輪を調整する等、他の制御を行うようにしてもよい。

【0062】また、上記第1実施例では後輪の操舵をモータを用いて行ったが、例えば、特開平2-31979号公報に開示されるように、油圧制御を行ってもよい。同様に、上記第2実施例では前輪の操舵補正に油圧回路を用いたが、例えば、特開平2-70561号公報に開示されるように、モータを用いたり、ステアリングと前輪舵角をバイワイヤで形成する等、数々の変更が可能である。

【発明の効果】本発明によれば、運転者の操舵に合わせた車両の操向が行えるときに制動距離も最短になる。したがって、急制動時に危険を回避するためステアリングを回しても車両が操舵によく追従し、かつ制動距離も長くならない。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例の全体構成図

【図2】本発明の第1実施例の制御ブロック図

【図3】本発明の第1実施例のアンチスキッド油圧回路の油圧回路図

【図4】本発明の第1実施例のアンチスキッド制御装置のブロック図

【図5】本発明の第1実施例の目標スリップ率演算部のブロック図

【図6】本発明の第1実施例のアンチスキッド制御装置の動作説明図

【図7】本発明の第1実施例の $\Delta S$ 演算部の作動を示すグラフ

【図8】本発明の第1実施例のスリップ率制限部の作動を示すグラフ

【図9】本発明の第1実施例の制御モード設定部の作動を示すグラフ

【図10】本発明の第1実施例の演算ユニットのブロック図

【図11】本発明の第1実施例の後輪操舵装置の構成図

【図12】本発明の第1実施例の後輪操舵制御装置のブロック図

【図13】本発明の第1実施例の動作説明図

【図14】本発明の第2実施例の全体構成図

【図15】本発明の第2実施例の制御ブロック図

【図16】本発明の第2実施例の前輪操舵装置の構成図

【図17】本発明の第2実施例の前輪操舵装置の油圧回路図

【図18】本発明の第2実施例の前輪操舵制御装置のブロック図

【図19】本発明の第2実施例の動作説明図

【符号の説明】

10 前右輪 11 前左輪 12 後右輪 1  
3 後左輪  
14~17 ホイールシリンダ  
18 前輪操舵ロッド 19 後輪操舵ロッド  
20 前輪操舵装置 21 後輪操舵装置  
22 ステアリング  
23 ヨーレートセンサ  
24 前輪操舵角センサ 25 後輪操舵角センサ  
26 ブレーキペダル  
27 マスターシリンダ  
28~33 配管

34 車輪速センサ

35 加速度センサ

36 ブレーキスイッチ

40 油圧回路

43 ポンプ

43a モータ

44~49 逆止弁

50, 51 ドレイン

52~59 電磁弁

60~63 センサ

10 70 アンチスキッド制御装置

71 車輪速度・加速度・推定速度演算部

72 制御開始/終了判断部

73 モータ制御部

74 最大車体速演算部

75 減算部

76 積算部

77 最大減速度演算部

78 目標スリップ率演算部

79 スリップ率成分演算部

20 80 G成分演算部

81 制御モード設定部

82 電磁弁制御部

83  $\Delta G$ 演算部

84  $\Delta S$ 演算部

85 加算部

86 スリップ率制限部

90 演算ユニット

91 目標ヨーレート演算部

100 後輪操舵制御装置

30 101, 103 減算部

102 リミッタ

104 モータ制御部

111 モータ

112 ビニオン

113 ラック

120 前輪操舵装置

121 油圧制御部

122 延出部

123 ビニオン

40 124 ラック

125 流体シリンダ

126 ポンプ

127 アクチュムレータ

128 ドレイン

129 電磁弁

130 ピストン

131 第1室

132 第2室

133, 134 バネ

140 前輪操舵制御装置

50 141 減算部

142 リミッタ

143 減算部

144 電磁弁制御部

BK ブレーキ出力

DINDXS スリップ率成分

DXNDXG G成分

DVW 車輪加速度

VW 車輪速度

G 最大減速度 GX 前後方向の加速度

GY

左右方向の加速度

G0 所定値

IVW 車輪速度VWの積分値

S0, S01 目標スリップ率

\* SP 車輪速信号

VS0 推定車体速度

体速

 $\Delta G$  加速度の増加分 $\Delta S$  スリップ率増加分 $\Delta \gamma$  ヨーレート偏差 $\alpha$  ゲイン $\gamma$  実ヨーレート

レート量

10  $\delta f$  前輪操舵角量

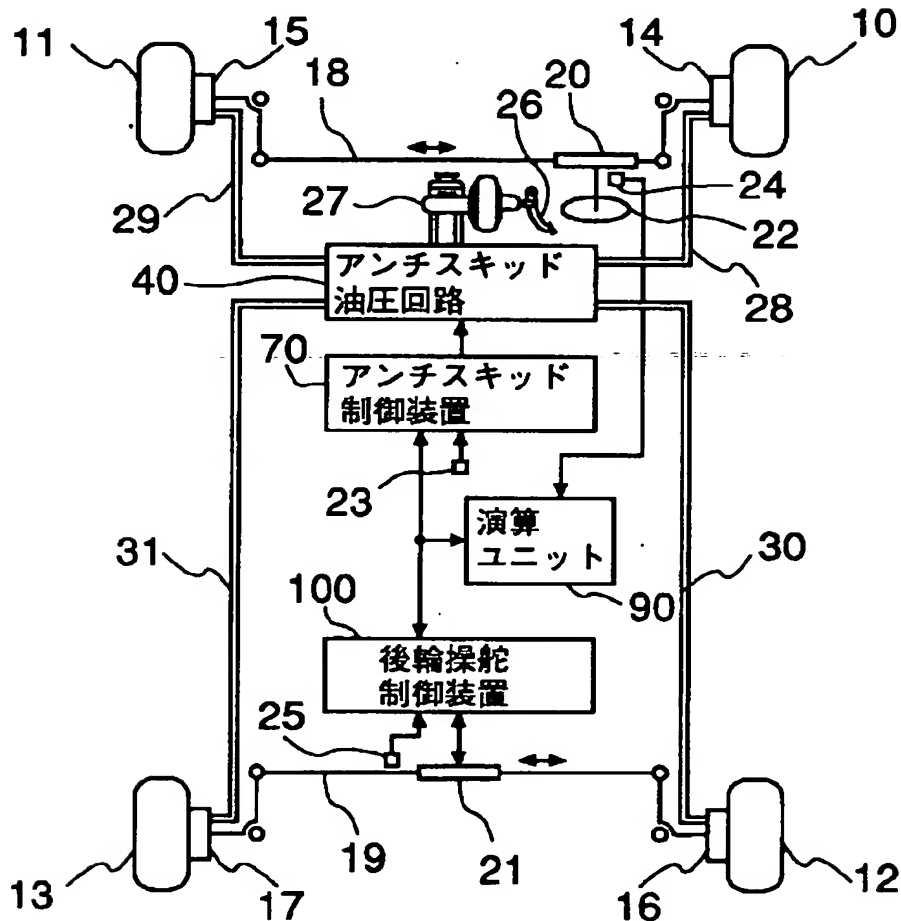
角量

\*

VS1 最大車

 $\gamma^*$  目標ヨー $\delta r$  後輪操舵

【図1】



【図2】

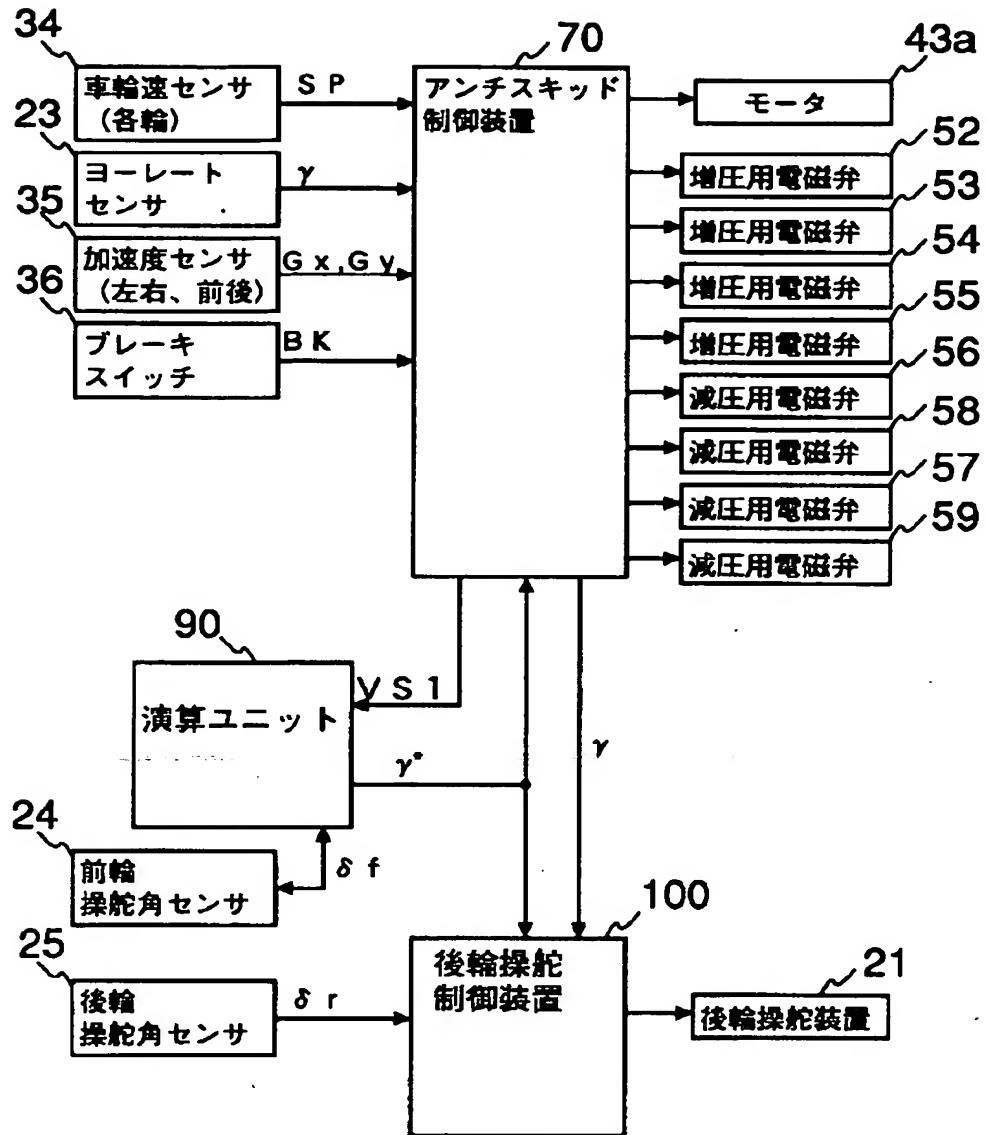




Figure 1 is a block diagram of the ABS control device. The diagram is divided into two main sections by a dashed line. The left section contains the calculation and control logic, while the right section contains the motor and electromagnetic control outputs.

**Inputs and Initial Calculations:**

- BK (ブレーキ)** (Brake) signal is input to block 71.
- SP (各輪車輪速度信号)** (Wheel speed signals for each wheel) are input to block 71.
- $\gamma^*$  (目標減速度)** (Target deceleration) is input to block 75.
- $\gamma$  (ヨーレート)** (Yaw rate) is input to block 75.
- $G_x$  (前後G)** (Front/rear G) and  **$G_y$  (左右G)** (Left/right G) are inputs to block 77.

**Calculation Blocks:**

- Block 71:** 車輪速度・加速度・推定速度演算 (Wheel speed, acceleration, and estimated speed calculation). It outputs **VSO (各輪推定車体速度)** (Estimated vehicle speed for each wheel).
- Block 74:** 最大車体速 VS1 演算 (Maximum vehicle speed VS1 calculation). It takes VSO and VS1 as inputs.
- Block 75:** 推定速度・加速度・推定速度演算 (Estimated speed, acceleration, and estimated speed calculation). It takes  $\gamma^*$  and  $\gamma$  as inputs.
- Block 76:** 最大減速 G 演算 (Maximum deceleration G calculation). It takes VS1 and  $\Delta\gamma$  as inputs.
- Block 77:** 最大減速 G 演算 (Maximum deceleration G calculation). It takes  $G_x$  and  $G_y$  as inputs.
- Block 78:** 目標スリップ率演算 (Target slip rate calculation). It takes VS1 and  $\Delta\gamma$  as inputs.
- Block 79:** スリップ率成分演算 (Slip rate component calculation). It takes VS1 and  $\Delta\gamma$  as inputs.
- Block 80:** G成分演算 (G component calculation). It takes VS1 and  $\Delta\gamma$  as inputs.

**Control Logic and Outputs:**

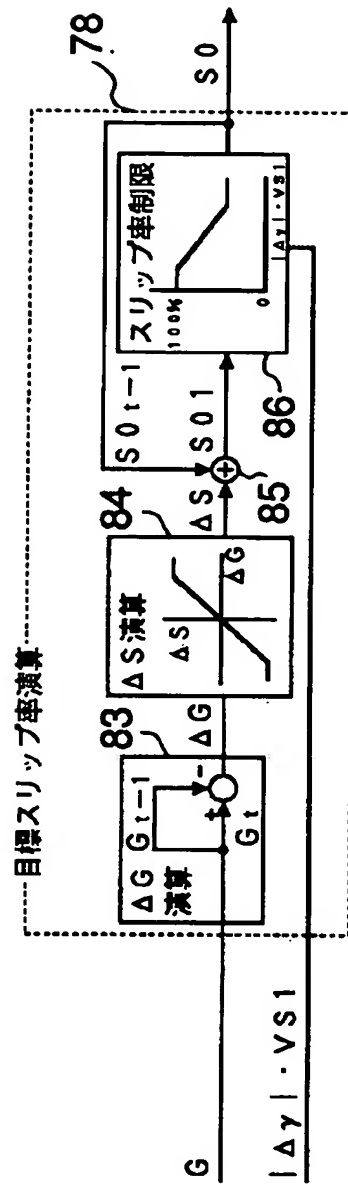
- Block 72:** 制御開始/終了判断 (Control start/end judgment). It receives inputs from block 71 and block 78.
- Block 73:** モータ制御 (Motor control). It receives input from block 72.
- Block 74:** 最大車体速 VS1 演算 (Maximum vehicle speed VS1 calculation). It receives input from block 71.
- Block 75:** 推定速度・加速度・推定速度演算 (Estimated speed, acceleration, and estimated speed calculation). It receives inputs from  $\gamma^*$  and  $\gamma$ .
- Block 76:** 最大減速 G 演算 (Maximum deceleration G calculation). It receives inputs from VS1 and  $\Delta\gamma$ .
- Block 77:** 最大減速 G 演算 (Maximum deceleration G calculation). It receives inputs from  $G_x$  and  $G_y$ .
- Block 78:** 目標スリップ率演算 (Target slip rate calculation). It receives inputs from VS1 and  $\Delta\gamma$ .
- Block 79:** スリップ率成分演算 (Slip rate component calculation). It receives inputs from VS1 and  $\Delta\gamma$ .
- Block 80:** G成分演算 (G component calculation). It receives inputs from VS1 and  $\Delta\gamma$ .
- Block 81:** 制御モード設定 (Control mode setting). It receives inputs from block 78 and block 80.
- Block 82:** 電磁弁制御 (Electromagnetic valve control). It receives input from block 81.

**Outputs:**

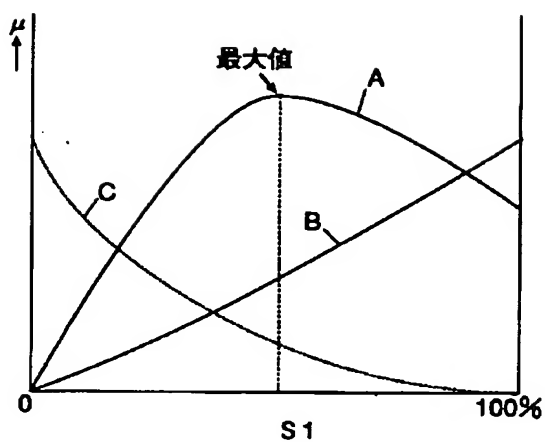
- モータ** (Motor) output from block 73.
- 電磁弁** (Electromagnetic valve) output from block 82.



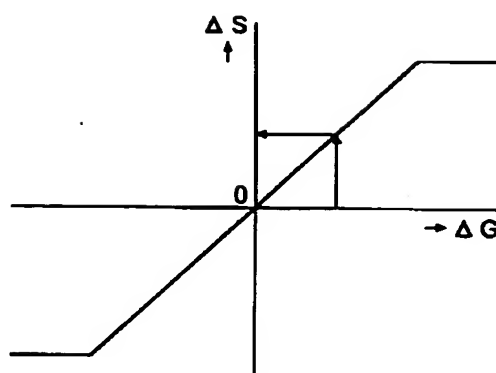
【図5】



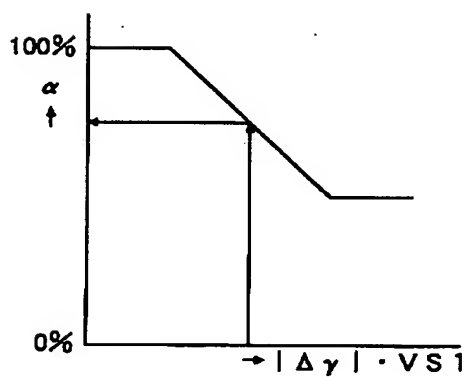
【図6】



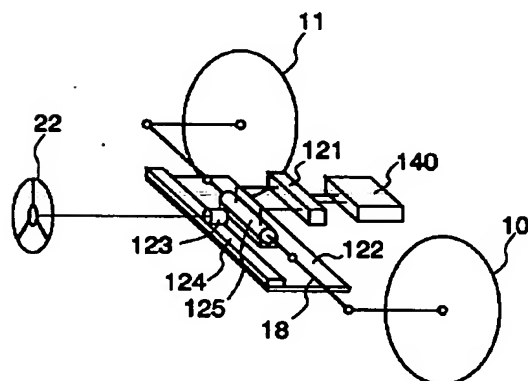
【図7】



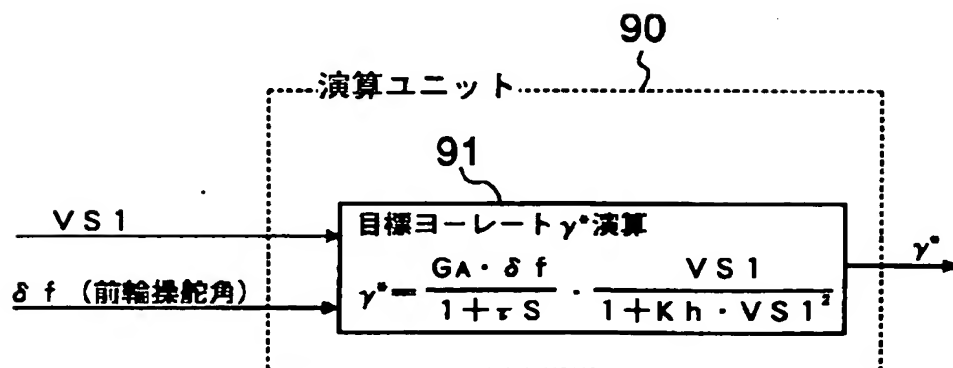
【図8】



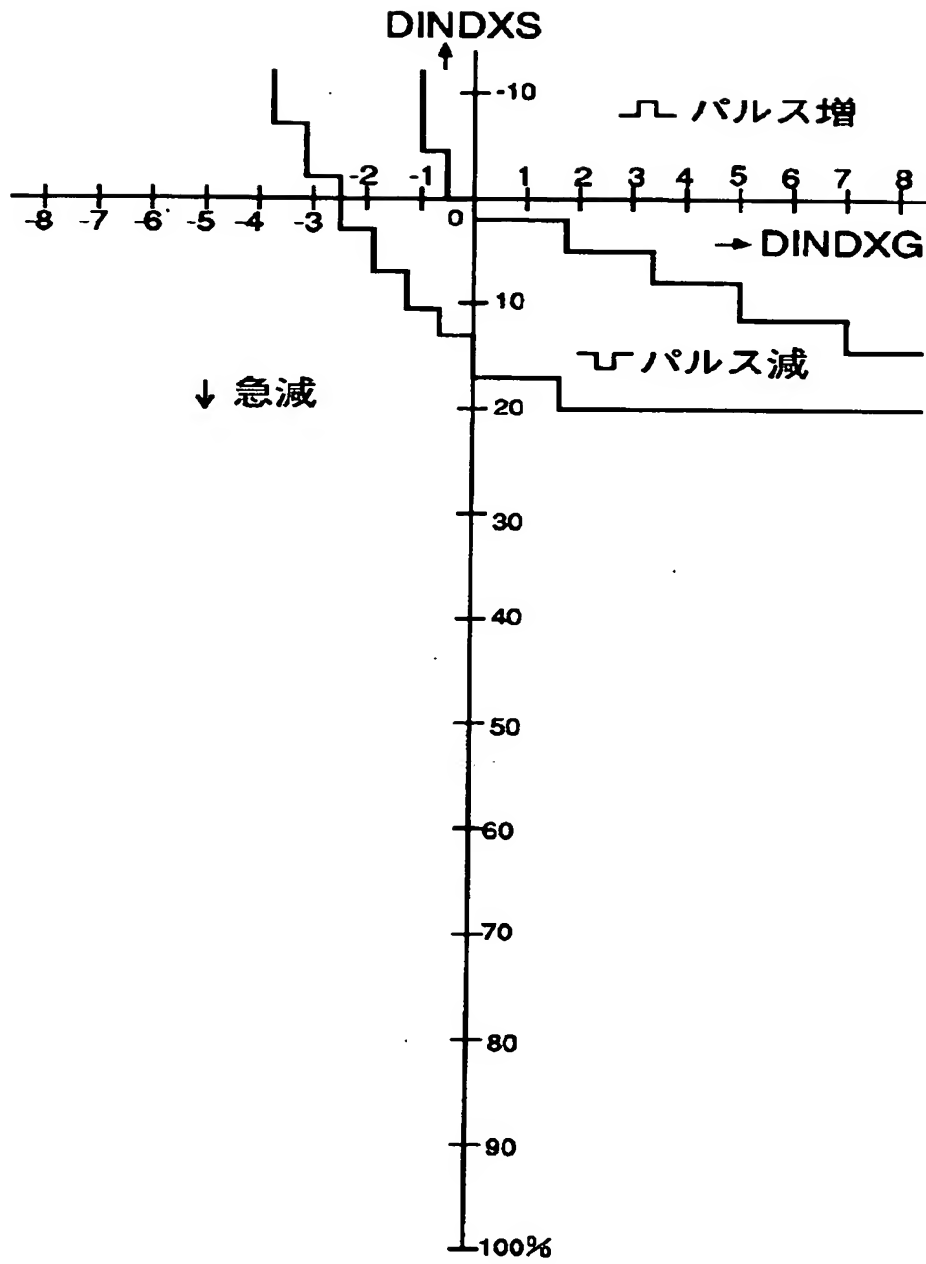
【図16】



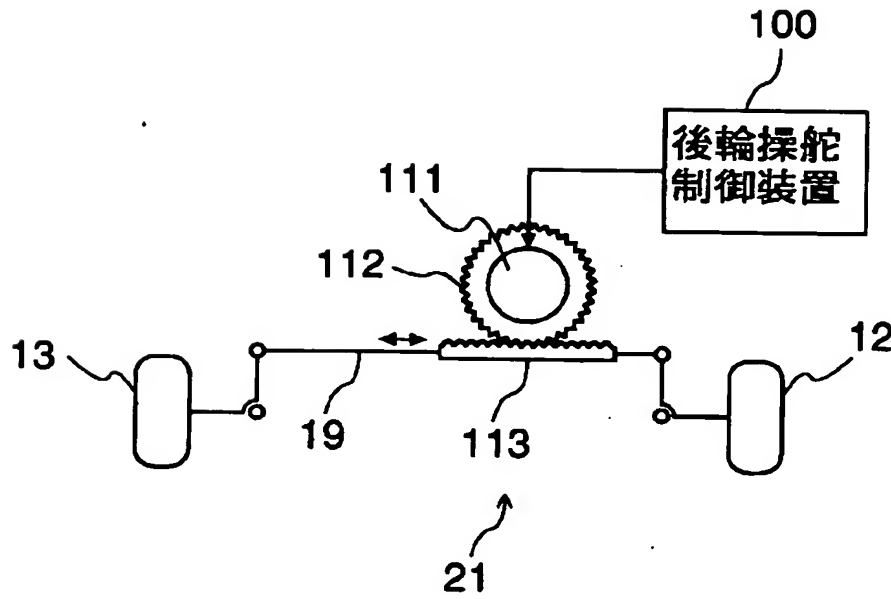
【図10】



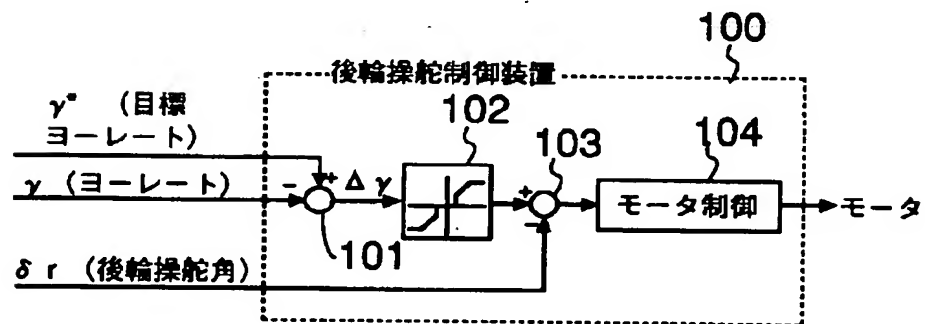
【図9】



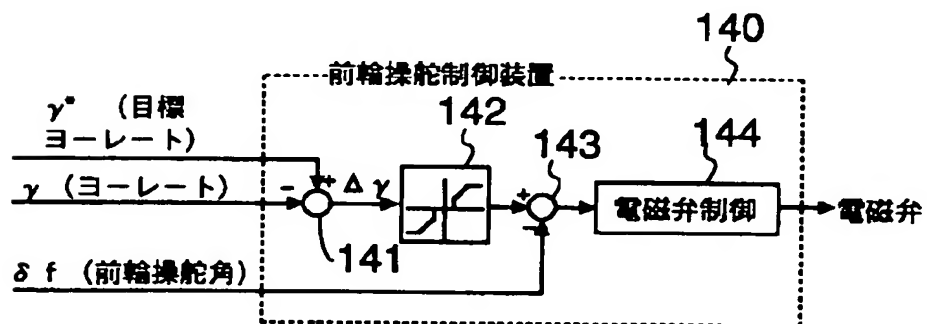
【図11】



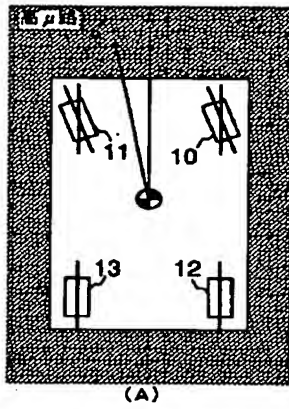
【図12】



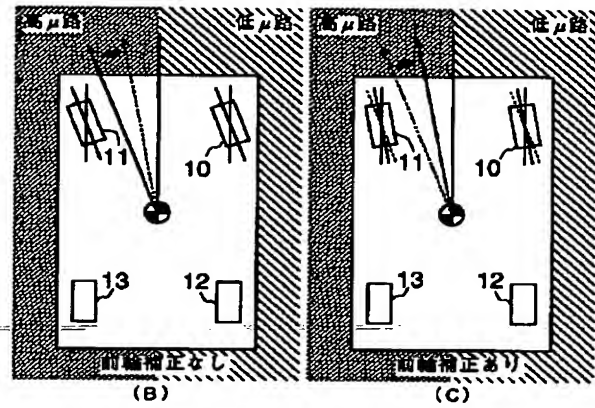
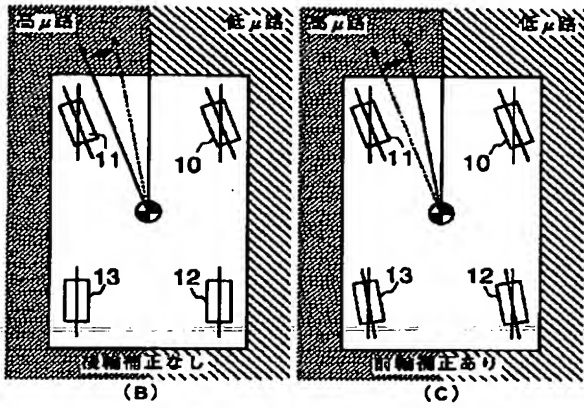
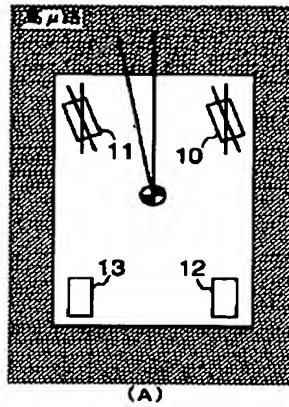
【図18】



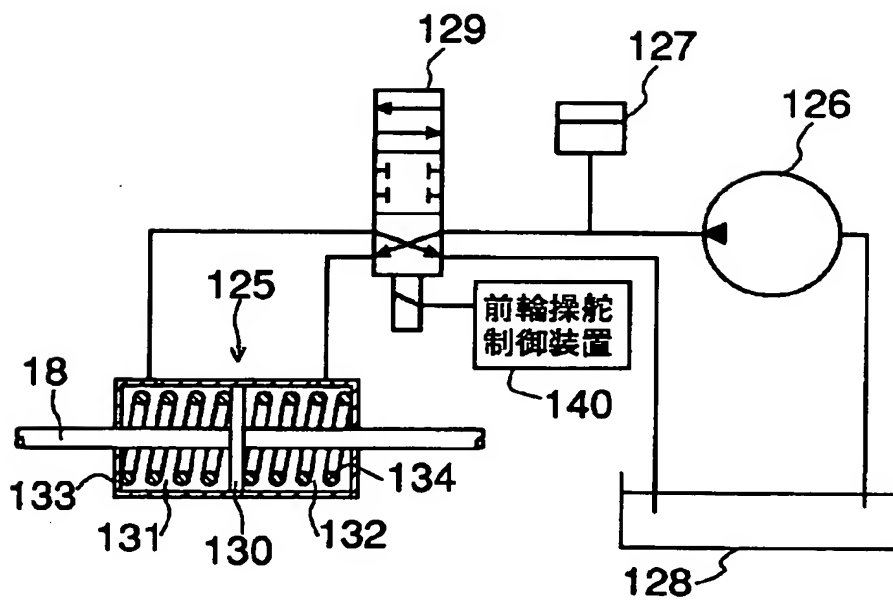
【図13】



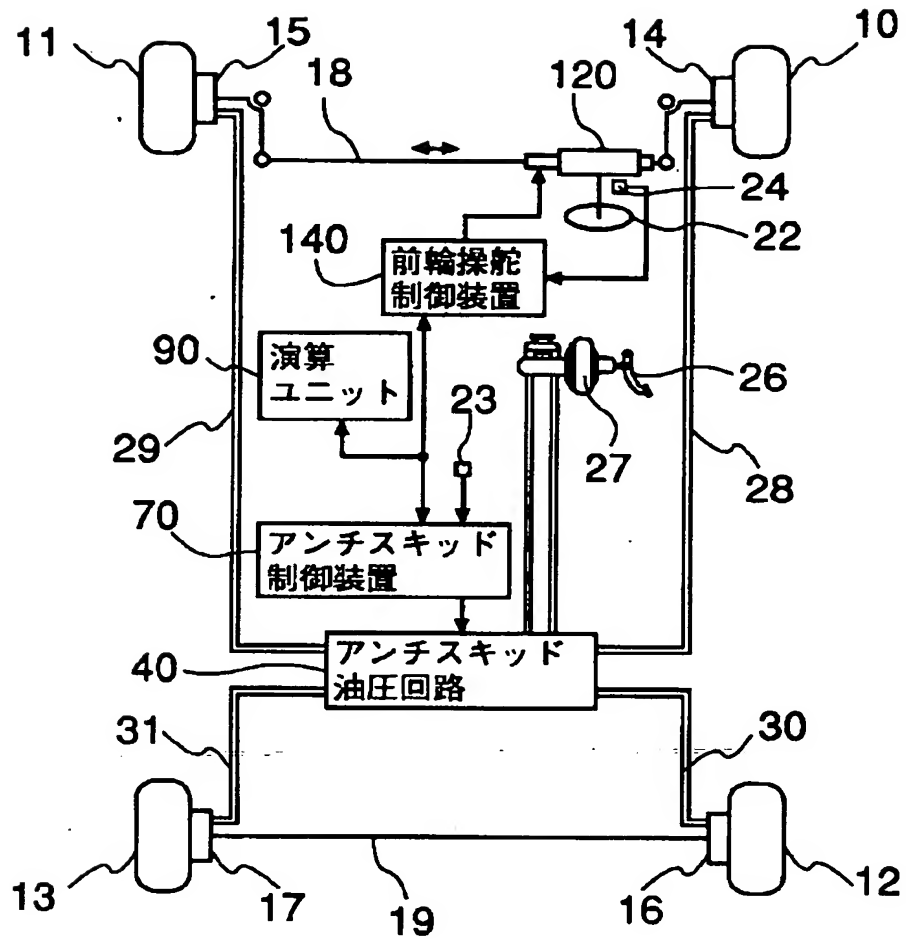
【図19】



【図17】



【図14】



【図15】

